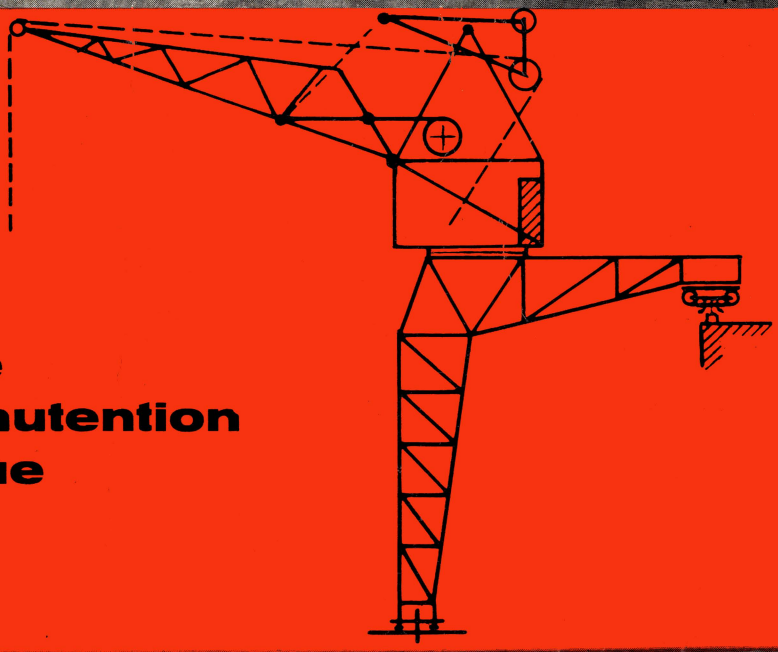
G. LEMASSON
A.L. TOURANCHEAU

ÉLÉMENTS DE CONSTRUCTION

A L'USAGE DE L'INGÉNIEUR

8



appareils de levage et de manutention mécanique

DUNOD

Chez DUNOD Editeur

DES MÊMES AUTEURS

Éléments de construction, *à l'usage de l'ingénieur*

Tome. I — ***Généralités,*** par F. BERNARD et A.L. TOURANCHEAU.

Tome II. — ***Organes simples de machines et assemblages élémentaires,*** par A.L. TOURANCHEAU et A. BRU.

Tome III. — ***Organes de transmission du mouvement circulaire,*** par R. PRUDHOMME et A.L. TOURANCHEAU, ***avec la collaboration*** de A. KERGOAT.

Tome IV. — ***Transmission des mouvements circulaires*** (2e partie).

Tome V. — ***Transformation du mouvement circulaire continu en rectiligne alternatif et vice versa.***

Tome IV. — ***Organes pour fluides,*** par F. BERNARD et A.L. TOURANCHEAU, ***avec la collaboration*** de L. VIVIER.

Tome VII. — ***Constructions métalliques, en bois, en béton armé,*** par F. BERNARD, A.L. TOURANCHEAU et A. BRU.

Tome IX. — ***Production et utilisation de la vapeur,*** par G. LEMASSON et A.L. TOURANCHEAU.

Tome X. — ***Moteurs à combustion interne,*** par G. LEMASSON, A.L. TOURANCHEAU et B. GIRONNET.

PAR G. LEMASSON ET L. BLAIN

Matériaux de construction mécanique et électrique. ***Désignations, classifications, caractéristiques, emplois.***

PAR R. PRUDHOMME ET G. LEMASSON

Cinématique. ***Théorie, applications.***

ÉLÉMENTS
DE
CONSTRUCTION
A L'USAGE DE L'INGÉNIEUR

PAR

G. LEMASSON
Professeur de Constructions
à l'E.N.S.E.T. et à l'E.N.S.A.M.

A. L. TOURANCHEAU
Professeur de Constructions
à l'E.N.S.E.T. et à l'E.N.S.A.M.

TOME VIII

APPAREILS DE LEVAGE ET DE MANUTENTION MÉCANIQUE

CINQUIÈME ÉDITION

DUNOD
PARIS
1971

© DUNOD, 1970

Toute reproduction, même partielle, de cet ouvrage est interdite. Une copie ou reproduction par quelque procédé que ce soit, photographie, microfilm, bande magnétique, disque ou autre, constitue une contrefaçon passible des peines prévues par la loi du 11 mars 1957 sur la protection des droits d'auteur.

TABLE DES MATIÈRES

INTRODUCTION

APPAREILS DE LEVAGE ET DE MANUTENTION MÉCANIQUE

Le rôle des appareils de levage et de manutention mécanique dans l'industrie moderne xv

PREMIÈRE PARTIE

APPAREILS DE LEVAGE

CHAPITRE PREMIER

GÉNÉRALITÉS

1.1. Fonction des appareils de levage. 1
1.2. Caractéristiques mécaniques 1
1° Force de levage 1
2° Amplitude des déplacements 1
3° Vitesse des déplacements 1
4° Débit horaire 2
1.3. Agents moteurs. 2
1° Force musculaire. 2
Cas d'emploi 2
a) Service discontinu 2
b) Défaut de force motrice 2
c) Maniabilité de l'appareil 2
Chaîne pendante 2
Manivelle 2
2° Fluides sous pression 2
3° Moteurs :
a) A vapeur. 2
b) A combustion interne 3
c) Electriques 3
1.4. Principes de calcul 3
Données 4
Inconnues 4
Puissance du moteur 4
Eléments du réducteur. 4
Caractéristiques du frein 4

1.4.1. Variation des couples moteur, d'inertie et de freinage . . . 4
a) Montée de la charge 4
b) Charge à l'arrêt 5
c) Descente de la charge 6
1.4.2. Application 6
1.4.2.1. Charge à l'arrêt. 6
1.4.2.2. Montée de la charge 7
1.4.2.3. Descente de la charge 10
1.4.2.4. Résumé 11
1° Moteur. 11
2° Frein 11
a) Frein d'arrêt. 11
b) Frein régulateur de descente 11
1.4.3. Mouvement de translation. 12
Forces et couples. 13
Détermination de F_r 13
1° Appareil à l'arrêt 13
2° Translation 14
1.4.4. Application 15
1.4.5. Mouvement de rotation 16
1.4.6. Remarques concernant les calculs précédents 17
1.5. Vitesses usuelles 18
1.6. Résistances passives 19
1.7. Règles pour le calcul des appareils de levage 19

CHAPITRE 2

ÉLÉMENTS PRINCIPAUX DES APPAREILS DE LEVAGE

2.1. Organes liés à la charge 20
2.1.1. Câbles en acier pour appareils de levage courants . . 20
Construction 20
Matière 21
Avantages des câbles 21
Calcul d'un câble. 21
1° Contrainte due à la charge. 21
2° Contrainte d'incurvation 21
Application 22
Entretien 23
Attaches des câbles 23
Cosse d'amarrage 23
Cosse d'épissure. 23
Cosse soudée 23
2.1.2. Poulies pour câbles. 23
Diamètre d'enroulement 23
Matière 24
Tracé de la gorge 24
Axe de poulie. 24
2.1.3. Tambours pour câbles 25
Diamètre d'enroulement 25
Matière 25
Tracé de la jante. 25
Entraînement du tambour 26
Calcul de l'arbre 26
Calcul du tambour 27
Application 27

Attaches du câble au tambour . . . 28
a) Douille conique soudée . . . 28
b) Dispositif à serrage du câble . 28
2.1.4. Chaînes 29
Chaînes calibrées :
à mailles courtes 29
à mailles longues 29
Chaîne câble 29
Calcul des chaînes 29
Entretien 29
2.1.4.1. Chaîne-galle 30
Emploi 30
Matière 30
Mode de travail 30
Etude des contraintes à l'enroulement sur une noix. . . 31
2.1.4.2. Noix pour chaîne calibrée 31
Matière 31
Emploi 32
Calcul du diamètre primitif. 32
2.1.4.3. Noix pour chaîne-galle. 33
Matière 33
Diamètre primitif 33
2.1.5. Raideur. Rendements 33
I. — Cas d'une poulie fixe 33
II. — Cas d'une poulie mobile 34
III. — Cas d'un tambour 34
Application 35
2.1.6. Crochets 35
Matière 35
Tracé du crochet. 35
Application. — Calculs 35
Remarque : le crochet considéré comme poutre courbe. . 37
Crochet double 38
Crochet de sûreté 38
Crochet à contrepoids 38
2.1.7. Moufles 39
Construction 39
Calculs 39
Pendules. 39
Entretoise du crochet 39
Axe des poulies. 40
2.1.8. Bennes 40
Fonctionnement d'une benne automatique 40
1° Fermeture 41
Tambour différentiel 41
Mouflage 41
2° Ouverture 41
2.1.9. Electro-aimant de levage 41
2.1.10. Elingues. Pinces 42
Élingues : câble ou chaîne 42
Élingues en chanvre. 42
Pince d'accrochage pour caisses 42
2.2. Organes moteurs 42
2.2.1. Poulies de manœuvre pour chaîne pendante 42
a) Poulies de manœuvre à empreintes pour chaînes calibrées de 6 mm 42
b) Poulie de manœuvre, construction fonte et tôle . . . 42
2.2.2. Manivelles 43

2.3. Intermédiaires entre moteur et charge : réducteurs 43
2.3.1. Réducteur à roue et vis sans fin 43
Avantage 43
Inconvénient 43
Emploi 43
a) Petits appareils 43
b) Mécanismes accessoires. 43
Calculs 43
a) Montée de la charge 44
b) Descente de la charge 45
Construction 45
2.3.2. Réducteur à engrenages 45
Matériaux, ... 45
Calculs 45
a) Denture 45
b) Arbres 46
Exemple. Rendement. — Montage des arbres . 46

CHAPITRE 3

ÉLÉMENTS PRINCIPAUX DES APPAREILS DE LEVAGE *(suite)*

Organes de sécurité

Classification 48
Mécanismes d'arrêt. 48
Freins d'arrêt ou freins bloqueurs 48
Freins régulateurs de descente 48
3.0. Généralités sur les freins 48
Entretien du frein 48
Valeur de f, de p, de pvf 48
3.1. Mécanismes d'arrêt. 49
But 49
3.1.1. Rochet et cliquet 49
a) Rochet à dents extérieures. 49
Tracé, calculs, emploi 49
Inconvénients : bruit, choc à l'arrêt 50
Remèdes. 50
1° Cliquet à levée automatique 50
2° Dispositif à deux cliquets 51
Exemple. 51
b) Rochet à dents intérieures 51
Tracé. 51
3.2. Freins d'arrêt ou freins bloqueurs 51
But 51
3.2.1. Freins à sabots 52
3.2.1.1. Frein à un seul sabot 52
Remarques 52
Calcul de la course 53
Matière 53
Emploi 53
Fonctionnement. Inconvénient. 53
Emploi de poulie à rainure 53

3.2.1.2. Frein à deux sabots ou frein à mâchoires 54
Calculs : méthode graphique 54
Calcul de la course 55
Emploi 55
Exemple : Frein d'arrêt de levage pour pont roulant de 30 000 kg 56
3.2.1.3. Frein à mâchoires à serrage par ressort 57
3.2.2. Freins à bande 58
3.2.2.1. Frein à bande simple 58
Calculs 58
Remarques 58
Calcul de la course 59
Emploi du frein 59
Exemple :
Frein d'arrêt de levage pour pont roulant de 10 000 kg 59
3.2.2.2. Frein différentiel 60
Calculs 60
Remarques 60
Calcul de la course 61
Emploi 61
Exemple 61
Treuil à commande à bras de 1 000 kg 61
3.2.2.3. Frein pouvant être employé dans les deux sens de rotation ou frein réversible 62
Exemple : Frein de translation d'un pont roulant de 15 000 kg 63
3.2.3. Frein à disque 64
3.2.4. Remarques sur les freins d'arrêt ou freins bloqueurs . . . 65
1° Nécessité de deux freins. 66
2° Calcul de F 66
3.3. Freins régulateurs de descente 66
3.3.1. Principe 66
3.3.2. Frein régulateur de descente associé à un réducteur à roue et vis sans fin 67
3.3.2.1. Frein à cône. 67
Fonctionnement 67
Emploi 68
3.3.2.2. Frein à lamelles ou disques 69
Emploi 69
Exemple : Frein de palan à vis réversible de 2 000 kg . . 69
a) Frein à cône. 69
b) Frein à disque 70
3.3.3. Frein à liaison vis-écrou dans la chaîne cinématique . . . 70
Fonctionnement 70
Calculs 71
1° Montée à vitesse constante 71
2° Arrêt de la charge 71
3° Descente à vitesse constante 72
3.3.3.1. Différents types de freins à liaison vis-écrou 73
1° Manivelle de sûreté 73
2° Frein à vis pour pont roulant de 30 000 kg 73
Calculs 73
Rochet et cliquet 75
3.3.4. Règles de calcul des mécanismes. 76

CHAPITRE 4

CRICS — VÉRINS

4.1.	Généralités	78
	Principe de construction	78
4.2.	Crics	78
	Construction	78
	Réducteur. Organe de sécurité	78
	Calculs : cric de 5 000 kg à double engrenage	78
	Rendement. Dentures. Crémaillère	79
4.3.	Vérins	81
4.3.1.	Vérin à vis	81
	Construction. Calculs : vérin à vis de 5 000 kg	81
	Rendement. Effort moteur	82
	Vis. Écrou. Fût	83
	Vérin à glissière, 15 000 kg	84
4.3.2.	Vérins hydrauliques	84
	Construction. Calculs : vérin à glissière de 50 000 kg	84
	Cylindre	87
	Étanchéité. Pompe	88
	Vérin hydraulique de 75 000 kg	89

CHAPITRE 5

PALANS — TREUILS

5.1.	Généralités	90
5.2.	Palans ordinaires	90
	Palan à deux poulies	90
	Palan à trois poulies, à *n* poulies	90
	Rendement. Construction	91
5.2.1.	Palan différentiel Weston	92
	Rendement	93
	Exemple : palan Weston de 500 kg	94
5.3.	Palan à vis	94
	Construction. Calculs	95
	Bâti. Vis. Roue. Noix. Frein	95
	Rendement. Réduction	96
	Exemples : Palan à vis de 1 500 kg	96
	Palan à vis de 10 000 kg	96
5.4.	Palans à engrenages	97
5.4.1.	Palans à engrenages de 1 500 kg à commande à bras	98
	Calculs. Construction	98
5.4.2.	Palan 1 000 kg à réducteur épicycloïdal	98
5.4.3.	Palan à engrenages à commande électrique	100
	Exemple : palan électrique de 1 000 kg	101
	Calculs. Construction	101
5.5.	Chariot porte-palan	102
	Exemple : chariot porte-palan de 3 000 kg	103
5.6.	Treuils	103
	Exemple treuil de chantier, 1 800 kg, à double vitesse	104
	Calculs, Construction	104

CHAPITRE 6

PONTS ROULANTS

6.1.	Généralités	106
	Mouvements à réaliser	106
	Mécanismes	106
	Caractéristiques	107
6.2.	Charpente du pont	107
	Écartement des galets du pont	107
	Mode de travail d'une poutre principale du pont	107
	Contrainte de sécurité	107
	Moment fléchissant maximal	108
	a) Charge roulante	108
	b) Poids propre	109
6.2.1.	Règles de calcul	109
6.2.2.	Poutre à âme pleine	110
	1° Poutrelle IPN ou larges ailes	110
	2° Poutre composée	110
	Section de la poutre	110
	Méthode de calcul	111
6.2.2.1.	Construction	112
	Ame. Cornières. Semelles. Rail de roulement	112
	Calcul de la largeur du rail	113
	Butée de chariot	114
6.2.2.2.	Contreventement des poutres principales	114
	Efforts dus au freinage du pont	114
	Sommier ou poutre de tête	115
6.2.2.3.	Exemples :	
	a) Pont roulant : 6 000 kg, 5,2 m. — Manœuvre à bras	116
	b) Pont roulant : 20 000 kg, 15 m	118
6.2.2.4.	Construction soudée	121
6.2.3.	Poutre en treillis	122
	Tracé	122
6.2.3.1.	Détermination de la poutre	122
	a) Charge roulante	123
	b) Poids propre	125
	c) Flexion locale	125
	Sommier et contreventement des poutres principales	125
6.2.3.2.	Exemple :	
	Pont roulant 10 000 kg, 22,155 m	125
	Calculs. Construction	126
6.3.	Chemin de roulement du pont	132
	Calculs	132
	Dispositifs de sécurité	132
6.4.	Mécanisme de translation du pont	132
6.4.1.	Galets de roulement. Frein	132
6.4.2.	Réducteur	133
6.4.2.1.	Pont roulant, 6 000 kg, 5,2 m. Manœuvre à bras	133
6.4.2.2.	Pont roulant, 10 000 kg, 22,155 m	134
	Puissance du moteur. Réduction. Frein	135
6.5.	Chariot de pont roulant	137

6.5.1.	Chariot de pont roulant, 10 000 kg	138
	Treuil de levage. Réduction	138
	Arbre du tambour. Frein	140
	Interrupteur de fin de course	141
	Treuil de direction	141
6.5.2.	Quelques réalisations	142
6.6.	Portiques roulants	144
6.6.1.	Calcul de la charpente	145
	Calcul pratique	147
6.6.2.	Portique roulant de 3 000 kg	147
6.6.3	Portique roulant à benne	148

CHAPITRE 7

GRUES

7.1.	Généralités	151
	Classification	151
	Caractéristiques	151
	Mécanismes	152
7.2.	Grue fixe d'applique	152
7.2.1.	Efforts dans les barres : flèche, tirant, fût	153
7.2.2.	Construction : Tirant, flèche, fût, collier, support de collier	154
7.2.3.	Variantes	156
	a) Détermination graphique des efforts dans les barres.	156
	b) Grue d'applique à chariot	157
	Calcul de la membrure supérieure	157
7.3.	Grues fixes indépendantes	157
7.3.1.	Grue à pivot fixe	157
	Calcul du fût	158
7.3.1.1.	Stabilité de la grue	158
	Rotation de la grue	160
7.3.1.2.	Charpente	160
7.3.1.3.	Application : grue à pivot fixe : 4 000 kg, 4,5 m	161
7.3.1.4.	Grue à pivot tournant	162
7.3.1.5.	Grue de chantier	163
	Stabilité de la grue	164
	Exemple : grue de 800 kg, 5 m	164
7.4.	Grue à plate-forme tournante	166
	Stabilité de la grue	167
	Exemples :	
	1° Grue : 2 000 kg, 7 m	167
	2° Grue : 3 000 kg, 12 m	168
7.5.	Grue mobile sur rails	168
	Exemple : Grue mobile sur rails, à portée variable.	168
	Mécanismes :	
	1° Treuil de levage	168
	2° Mécanisme d'orientation	170
	3° Mécanisme de translation	171
	4° Mécanisme de relevage de flèche	171
	Détails de construction	173
7.6.	Grue mobile sur portique	173
	Exemple : Grue sur demi-portique, 5 000 kg	173

7.7. Grues automobiles 178
7.7.1. Premier exemple 178
7.7.2. Deuxième exemple 181
7.8. Grue à tour 182
7.9. Grues spéciales 184
1° Bigues 184
2° Grues Derrick. 184
3° Grues pour chantiers maritimes 184
7.10. Règles de calcul. 186

DEUXIÈME PARTIE

APPAREILS DE MANUTENTION

Généralités 187
Classification 187
A. — Appareils à fonctionnement alternatif ou discontinu. 187
B. — Appareils à fonctionnement continu 188
C. — Appareils à fonction spécialisée. 188
D. — Appareils de manutention au sol 188

CHAPITRE 8

ASCENSEURS — MONTE-CHARGE

8.1. Généralités 189
Mécanisme. Position du treuil 189
Contrepoids d'équilibrage 189
Charpente 189
Organes de sécurité :
a) Mécaniques. 189
b) Électriques. 190
8.2. Monte-charge 190
Monte-charge de 1 000 kg 190
Distributeur d'étages : commande. 190
Parachute. 193
Glissières 193
8.3. Skips. 193
Fonctionnement 193
Construction 193
Emploi 193

CHAPITRE 9

TRANSPORTEURS AÉRIENS PAR CABLES TRAINAGE SUR VOIE FERRÉE

9.1. Transporteurs aériens par câbles. Généralités 194
Caractéristiques principales. 194
Classification. 194
Monocâble fixe 194
Monocâble mobile. 194
Bicâble 195
Puissance absorbée 196

9.2. Eléments de construction 196
Câbles tracteurs. Poulies motrices 196
Supports de câbles tracteurs 197
Câbles porteurs 198
Jonction, ancrage, tension des câbles porteurs . 198
Supports de câbles porteurs 199
9.3. Bicâble à va-et-vient 201
9.4. Monocâble à mouvement continu. 201
Station motrice et de tension 201
9.5. Chariot pour bicâble 201
Schéma de fonctionnement. 201
Chariot : 500 kg. Construction soudée. . . . 202
9.6. Traînage sur voie ferrée 203
Classification. 203
Couplage des wagonnets au brin moteur . . . 203
Guidage du brin moteur. 204

CHAPITRE 10

ÉLÉVATEURS — TRANSPORTEURS

10.1. Elévateurs à godets 205
Caractéristiques générales 205
Chargement. Déchargement 205
Emploi 206
Construction : Godets. Chaînes. Guidage, tension des chaînes 206
10.2. Convoyeurs 209
10.3. Élévateurs pour objets divers. 210
Élévateur à balancelles 210
10.4. Transporteurs à courroie 211
Disposition d'ensemble 211
Construction :
Courroie 212
Tambour d'enroulement 212
Supports de courroie 213
Chariot verseur 213
Sauterelles 214
10.5. Transporteurs à plateaux 214
10.6. Entraîneurs 215
10.7. Vis transporteuse ou vis d'Archimède 216
Caractéristiques générales 216
Construction 217
10.8. Transporteurs à rouleaux 217
10.9. Transporteurs à secousses ou à inertie 218
Principe de fonctionnement 218
Construction 219
10.10. Distributeurs 219
10.11. Appareils de manutention pneumatique. 220
10.11.1. Types d'installations de manutention pneumatique . . . 220
Installation par aspiration. 220
Installation par refoulement 221
Installation par aspiration et refoulement combinés . . . 222
10.12. Appareils de manutention au sol. 223
10.12.1. Problèmes généraux 224
10.12.2. Chariots élévateurs à faible levée 225
10.12.3. Chariots élévateurs à forte levée 227
10.12.3.1. Transmission moteur-roues 230

INTRODUCTION

APPAREILS DE LEVAGE ET DE MANUTENTION MÉCANIQUE

Le rôle des appareils de levage et de manutention devient de plus en plus important dans toutes les branches de l'industrie moderne.

Leur emploi est évidemment une *nécessité* dans l'industrie lourde qui doit, à tout instant, déplacer des charges importantes. Mais l'*amélioration du rendement* de l'atelier, même modeste, qui dispose d'un système d'appareils sûrs, commodes et parfaitement adaptés, justifie leur installation et la dépense qui en résulte.

C'est un *approvisionnement de l'atelier et des machines régulièrement assuré* et, de ce fait, des pertes de temps réduites; enfin, une *fatigue moindre du personnel.*

La distribution pneumatique des plis et documents dans les différents bureaux d'une société industrielle ou commerciale peut avoir sur le rendement le même heureux effet que l'approvisionnement régulier et sûr d'un chantier ou d'un atelier par des appareils bien conçus.

Nous pouvons noter dès maintenant l'*extrême diversité* des appareils de levage et de manutention, diversité qui est fonction :

— *de l'importance de la masse à déplacer.*

Exemple : poche de coulée d'une aciérie, 55 000 kg;

— *de l'importance des déplacements à effectuer.*

Exemple : transport de minerai par téléférique sur une distance de 15 km;

— *de la nature des matériaux à déplacer.*

Cet aperçu rapide doit nous faire sentir l'importance de l'industrie des appareils de levage et de manutention, importance que justifient les nombreuses firmes spécialisées dans ce genre de construction.

Caractère de notre étude. — L'objet de notre ouvrage est essentiellement d'aider l'élève-ingénieur de construction dans l'établissement de ses projets. Au lieu de décrire longuement des appareils complets, nous avons préféré faire une *étude analytique et fonctionnelle des éléments* entrant dans la construction des principaux appareils de levage et de manutention, en précisant chaque fois la méthode de calcul des organes, ou encore la méthode qui permet de vérifier les contraintes qui apparaissent sous la charge maximale appliquée à un appareil dont on connaît les cotes.

Les exemples très variés que nous avons choisis sont tirés d'une documentation abondante mise à notre disposition par des constructeurs spécialisés. Ainsi, malgré le caractère analytique et fragmentaire de notre étude le contact avec la réalité industrielle est toujours conservé. L'expérience nous a montré que cette façon de procéder est de beaucoup la plus fructueuse pour l'enseignement; elle habitue le débutant aux schématisations nécessaires, pour l'application correcte des principes de la Mécanique. Pour peu que l'élève-ingénieur ait, par ailleurs, un minimum de sens technique, il lui sera possible, dans la plupart des cas courants, d'établir des projets complets d'appareils présentant une bonne valeur technique.

REMARQUE

La masse de la charge à déplacer constitue la caractéristique principale de l'appareil à établir.

Le poids de cette masse intervient dans les calculs de travaux, de puissance, de résistance des matériaux.

Soit M kg la masse à déplacer; son poids est:

$$P = M \cdot g \text{ newtons}, \quad \text{avec :} \quad g = 9{,}8 \text{ m/s}^2.$$

Dans les calculs qui suivent, dans le but de simplifier l'écriture, nous prenons toujours : $g = 10$ m/s^2.

Ainsi la force, poids d'une masse de 5 000 kg suspendue au crochet de l'appareil, est supposée égale à 50 000 N, et d'une façon plus générale à toute masse de 1 kg correspond un poids de 10 N.

PREMIÈRE PARTIE

APPAREILS DE LEVAGE

CHAPITRE 1

GÉNÉRALITÉS

1.1. Fonction des appareils de levage.

Le problème se pose de façon très simple : *déplacer des charges*. Sans envisager, pour l'instant, la nature de ces charges, tout revient donc à considérer, pour une opération élémentaire, deux points qui peuvent être déterminés par des coordonnées $x\ y\ z$.

La fonction principale des appareils à étudier est le *levage*. C'est d'ailleurs l'opération la plus difficile, celle qui exige de l'homme le plus de peine; le déplacement horizontal d'une charge peut encore se faire assez facilement, par des moyens de fortune.

Dans le levage intervient seule la cote z des deux points considérés; mais, tout aussi fréquents sont les déplacements suivant x ou y, associés ou non au mouvement de levage.

C'est ainsi que le crochet d'un pont roulant peut occuper toutes les positions possibles dans un volume constitué par l'atelier qu'il dessert.

1.2. Caractéristiques mécaniques.

1° Masse de la charge à déplacer désignée plus brièvement mais improprement « puissance ».

C'est la masse maximale de la charge qui peut être suspendue au crochet de l'appareil de levage; la valeur de cette masse maximale ou *charge nominale* est *obligatoirement* inscrite de façon apparente sur l'appareil.

EXEMPLE : Grue de 3 000 kg.

2° *Amplitude des déplacements suivant les* 3 *axes : ox, oy, oz.*

EXEMPLE : Pont roulant.

Hauteur libre sous crochet	6,300 m
Portée	8,250 m
Course du pont	26 m

3° *Vitesse de ces déplacements.*

EXEMPLE : Pont roulant.

Vitesse de levage	12 m/mn
Vitesse de translation du chariot	43 m/mn
Vitesse de translation du pont	120 m/mn

4° *Débit massique horaire.* — Il se déduit des données précédentes, mais cette caractéristique intéresse plus particulièrement les transporteurs à débit continu.

EXEMPLE : Transporteur à courroie :

Débit : 40 000 kg de charbon par heure.

Il est néanmoins courant de parler de la capacité de déchargement d'une grue de quai servant à la manutention d'un produit bien défini, charbon par exemple.

1.3. Agents moteurs.

1° *Force musculaire.* — Les appareils à commande à bras se justifient dans les cas suivants :

a) *Service discontinu, emploi peu fréquent.* Ainsi un pont roulant, nécessaire dans une salle des machines, ne sert qu'au montage et au démontage; le coût de l'appareil est évidemment moindre du fait de l'absence de moteurs.

b) *Défaut total de force motrice,* ou difficultés dans l'installation d'une machine motrice.

c) *Maniabilité de l'appareil,* condition essentielle de son emploi : cric, par exemple.

Un homme tirant sur une *chaîne pendante* exerce un effort de 120 à 150 N, avec une vitesse moyenne de la chaîne de 0,3 à 0,4 m/s; temporairement 300 à 400 N.

Agissant sur une *manivelle,* un homme exerce un effort de 80 à 100 N à la vitesse de 20 à 30 tr/mn, s'il s'agit d'un travail continu. La valeur de cet effort peut être portée à 200 N, s'il s'agit d'un travail de faible durée.

2° *Fluides sous pression.* — Ils servent d'intermédiaires entre le moteur et la charge. Beaucoup d'appareils mobiles (dans les entrepôts, les usines, les chantiers) utilisent l'huile comme fluide moteur. La pompe, actionnée en général par un moteur thermique, alimente les différents vérins de commande des mouvements à réaliser (relevage d'une flèche de grue par exemple).

Le vérin hydraulique est un appareil de levage indépendant. La pompe à main, la réserve d'huile, influent peu sur la masse totale de l'appareil et sur sa maniabilité, mais le déplacement de la charge est toujours faible.

Quant à l'*air comprimé,* il n'est guère utilisé que dans de petits palans, à vitesse de levage élevée, qui facilitent la mise en place de pièces à usiner sur la machine-outil. Cela suppose d'ailleurs que, dans l'atelier considéré, l'air comprimé produit est utilisé à d'autres fins.

3° *Moteurs.* — a) *Moteurs à vapeur.* — Ils donnent à l'appareil une certaine indépendance, à condition toutefois que l'approvisionnement en combustible soit facile.

L'installation motrice comprend le *moteur* et le *générateur* et se justifie alors si l'ensemble monté sur l'appareil de levage assure la stabilité par son propre poids.

EXEMPLE : Grue indépendante à vapeur, équipée avec une chaudière *Field*, en raison de son faible encombrement.

b) *Moteurs à combustion interne.* — Ces moteurs devaient naturellement remplacer le moteur à vapeur, là où autrefois il s'imposait. L'installation motrice devient plus simple, moins encombrante et le facteur indépendance n'est lié, ici aussi, qu'à la question de l'approvisionnement en combustible.

Ce sont les moteurs des *appareils de levage de chantiers.*

c) *Moteurs électriques.* — Ce sont les moteurs de la plupart des appareils de levage et, d'une façon générale, de tous les appareils faisant partie d'une installation fixe : ateliers, parcs à matières, quais.

Ils n'ont pas l'indépendance des appareils ci-dessus, puisqu'ils dépendent d'un réseau de distribution d'électricité, mais ces réseaux sont actuellement suffisamment denses pour justifier presque partout l'emploi des moteurs électriques.

Ceux-ci sont alimentés en courant continu ou en courant alternatif; les premiers en raison de leur simplicité et de leur robustesse, les autres en raison de leur fonctionnement encore plus stable.

Ce sont des moteurs capables de fournir au démarrage un couple moteur élevé, 200 % du couple moteur normal. Au couple résistant normal à vaincre, s'ajoute, en effet, un couple résistant dû aux forces d'inertie developpées pendant toute la durée du démarrage.

Enfin, par des couplages spéciaux, ces moteurs peuvent jouer le rôle de génératrices, donc fournir un couple de freinage; ils deviennent alors freins modérateurs de descente de la charge.

Notons ici que des moteurs électriques sont susceptibles de fournir plusieurs vitesses de rotation, jouant ainsi le rôle d'une boîte de vitesses purement mécanique : moteur à double polarité, emploi d'un changeur de fréquence, ou même variation continue de vitesse par groupe Ward Léonard.

L'électronique intervient dans la commande automatique d'opérations identiques répétées : manœuvre d'une benne preneuse par exemple.

1.4. Principes de calcul.

Nous avons vu que la fonction principale des appareils de levage est de déplacer une charge suivant *oz*, par levage ou descente; ce mouvement peut être accompagné ou non d'un déplacement horizontal selon *ox* ou *oy*.

Pour chacun de ces déplacements nous avons à considérer trois périodes : démarrage, déplacement à vitesse constante v, période d'arrêt (freinage).

Pour la commodité des calculs, nous supposerons que le démarrage et le freinage se font à accélération constante γ (positive ou négative), en nous imposant, soit le déplacement h, soit la durée t. On sait que dans ce cas :

$$\gamma = \frac{v}{t}, \text{ ou : } \gamma = \frac{2h}{t^2} = \frac{v^2}{2h}.$$

Données. — Charge à soulever : m kg, d'où son poids Q newtons ($g \approx 10\ \text{m/s}^2$).
Rayon du tambour : R mètres.
Vitesse de levage : V m/s.
Vitesse du moteur : n tr/mn ou $\omega_m = \dfrac{\pi n}{30}$ rd/s.

Inconnues. — Puissance du moteur P_m.
Eléments du réducteur.
Caractéristique du frein : couple à fournir C_f.

La *puissance du moteur* se détermine en période de régime; si η est le rendement global du mécanisme, on a :

puissance utile $P_u = QV$ J/s ou W,

et puissance du moteur :

$$P_m = \frac{P_u}{\eta} = \frac{Q \cdot V}{\eta}.$$

Si on introduit les couples et vitesses angulaires motrices (indice m), et utiles ou résistants (indice r) :

$$\eta \cdot C_m \cdot \omega_m = C_r \cdot \omega_r$$

avec :

$$C_r = Q \cdot R,$$

$$C_m = \frac{P_m}{\omega_m}.$$

Rapport global du réducteur.

$$X = \frac{\omega_r}{\omega_m} \text{ ou } X = \frac{\text{Nombre de tours par minute du tambour}}{\text{Nombre de tours par minute du moteur}}$$

ou encore :

$$X = \eta \cdot \frac{C_m}{C_r} = \eta \cdot \frac{\text{Couple moteur exercé sur l'arbre moteur}}{\text{Couple résistant suivant l'axe du tambour}}.$$

Selon l'importance du rapport global X, on pourra fixer le nombre d'arbres intermédiaires et les éléments de la chaîne cinématique (tome IV, chap. VIII). Par exemple (fig. 1.1) :

$$X = x' \cdot x''.$$

x' = réduction III/II ; x'' = réduction II/I.

Pendant les périodes de régime varié, démarrage et freinage, il faudra envisager les forces d'inertie pour déterminer, soit le couple moteur, soit le couple demandé au frein.

1.4.1. Variations des couples moteur, d'inertie et de freinage.

a) *Montée.* — Le sens des forces d'inertie de translation est précisé sur la figure 1.2 pour le démarrage en montée, et sur la figure 1.3 pour la période

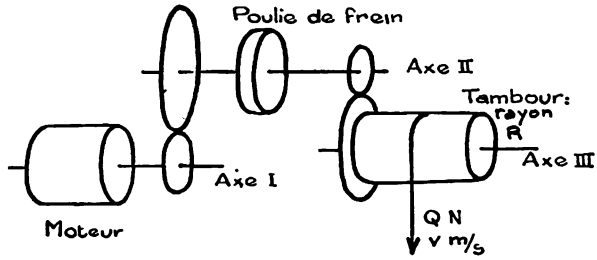


Fig. 1.1

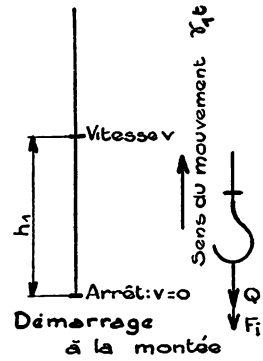


Fig. 1.2

d'arrêt; les forces d'inertie de rotation ont même sens. En évaluant leur couple sur l'axe moteur, on obtient un graphique tel que celui de la figure 1.4, pour toute la période de montée.

b) *Charge à l'arrêt.* — Le frein doit alors fournir sur son axe un couple :

$$C_f = \eta' Q R x'.$$

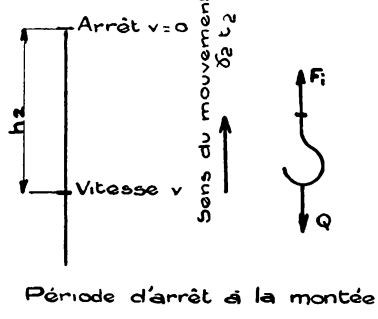


Fig. 1.3

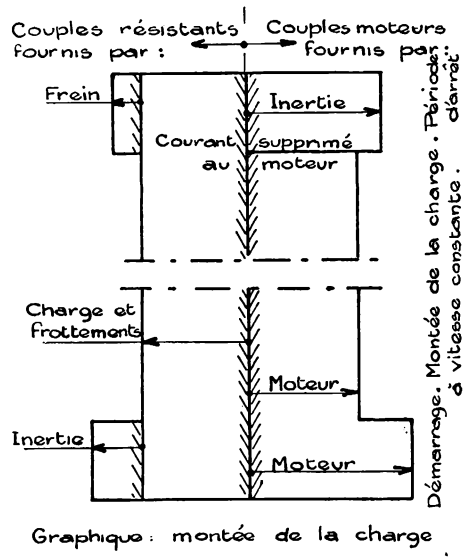
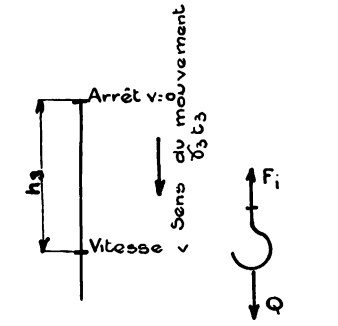


Fig. 1.4

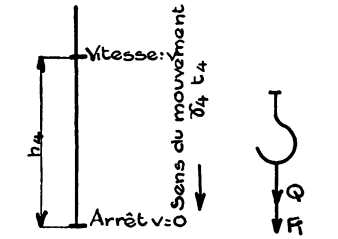
La charge est motrice et les résistances passives soulagent le frein (η': rendement et x': réduction dans la transmission III/II).

c) *Descente de la charge.* — Les figures 1.5 et 6 donnent le sens des forces d'inertie dans le démarrage d'une part et l'arrêt d'autre part. Le graphique, de la figure 1.7 montre les couples divers sur l'arbre moteur, pendant la descente.



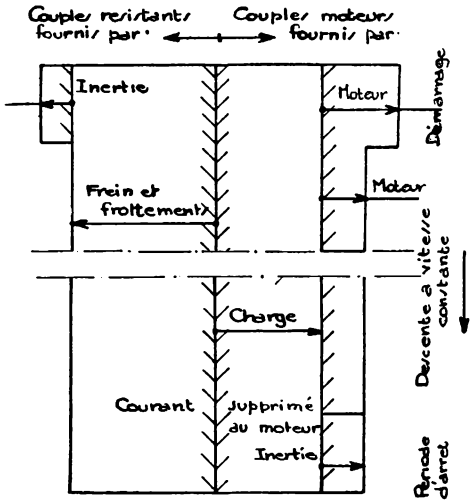
Demarrage à la descente

Fig. 1.5



Période d'arrêt à la descente

Fig. 1.6



Graphique : Descente de la charge

Fig. 1.7

1.4.2. Application (fig. 1.8). — *Réduction :*

Entre tambour et moteur ..... $x = \frac{1}{14}$

Entre tambour et frein ..... $x' = x = \frac{1}{14}$

Entre frein et moteur ..... $x'' = 1$

Rendements :

Entre tambour et moteur ..... $\eta = 0{,}72$

Entre tambour et frein ..... $\eta' = \eta = 0{,}72$

Entre frein et moteur ..... $\eta'' = 1.$

1.4.2.1. Charge à l'arrêt. — Couple résistant minimal que doit fournir le frein :

$$C_f = \eta' Q R x'$$
$$= 206 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

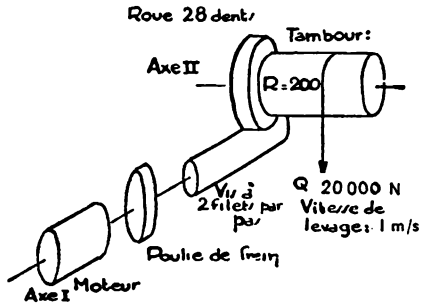


Fig. 1.8

1.4.2.2. Montée de la charge.

a) *Montée à vitesse constante.*

$C_m = \dfrac{QRx}{\eta}$, couple moteur fourni par le moteur.

$C_m = 397$ m · N.

b) *Démarrage* (fig. 1.9). — Couple moteur fourni par le moteur.

$$C_m = \frac{QRx}{\eta} + \Sigma C_i,$$

ΣC_i = somme des couples résistants dus aux forces d'inertie.

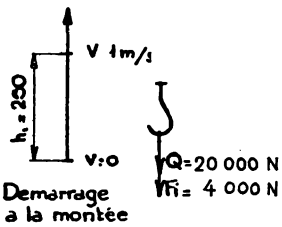


Fig. 1.9

Le mouvement, uniformément accéléré, est caractérisé par :

$$h_1 = 0{,}25 \text{ m, donc : } t_1 = \frac{2\,h_1}{v} = 0{,}5 \text{ s.}$$

Calcul de F_i : $F_i = \dfrac{m v^2}{2\,h_1}$ avec :

$m \approx 2\,000$ kg,

$F_i = 4\,000$ N.

Le couple qui en résulte, réduit à l'axe du moteur vaut :

$$F_i\,Rx = 58 \text{ m} \cdot \text{N.}$$

Considérons l'axe II.

Moment d'inertie I, tambour et roue = 5 kg · m², approximativement.

Vitesse angulaire : $\omega = 2\pi \cdot \dfrac{v}{2\,\pi R} = 5$ rd/s.

Accélération : $\dfrac{d\omega}{dt} = \dfrac{\omega}{t_1} = 10$ rd/s².

Couple suivant l'axe du moteur : $I \dfrac{d\omega}{dt}\,x = 3{,}6$ m · N.

C'est une valeur faible; dans la plupart des cas, l'inertie du tambour qui tourne lentement peut être négligée.

Axe I.

Moment d'inertie I, rotor et frein $= 0{,}9 + 0{,}3 = 1{,}2$ kg · m².

Vitesse angulaire : $\omega = 70$ rd/s.

Accélération : $\dfrac{d\omega}{dt} = \dfrac{\omega}{t_1} = 140$ rd/s².

Couple suivant l'axe du moteur : $I \dfrac{d\omega}{dt} = 168$ m · N.

Ainsi : $\Sigma C_i = 58 + 3{,}6 + 168 = 230$ m · N.

Il vient donc : $C_m = 397 + 230 = 627$ m · N.

c) *Période d'arrêt à la montée.* — Envisageons les cas suivants :

1) *Si la charge était libre,* lancée vers le haut à la vitesse de 1 m/s, elle s'arrêterait à une hauteur :

$$h_2 = \frac{v^2}{2g} = 0{,}05 \text{ m}$$

en un temps : $$t_2 = \frac{v}{g} = 0{,}1 \text{ s.}$$

2) *Supposons que le frein n'agisse pas* pendant la période d'arrêt, calculons la hauteur h_2' correspondante (fig. 1.10).

Puisque $C_f = 0$, suivant l'axe du frein nous avons :

$$\frac{QRx'}{\eta'} = \Sigma C_i.$$

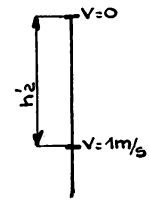


Fig. 1.10

Les forces d'inertie sont motrices et :

$$\frac{QRx'}{\eta'} = 397 \text{ m} \cdot \text{N.}$$

Calcul de F_i :

$$F_i = \frac{mv^2}{2h_2'} = \frac{1\,000}{h_2'} \text{ N.}$$

Le couple correspondant, réduit à l'axe du frein :

$$F_i Rx' = \frac{14{,}6}{h_2'} \text{ m} \cdot \text{N.}$$

Couple dû à l'inertie de l'axe II, réduit à l'axe du frein :

$$I \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot x' \quad \text{avec :} \quad I = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_2'} \quad \text{et} \quad t_2' = \frac{2\,h_2'}{v}, \quad \omega = 5 \text{ rd/s}.$$

$$I \frac{d\omega}{dt} x' = \frac{0{,}9}{h_2'} \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Couple dû à l'inertie de l'axe I, réduit à l'axe du frein, donc à l'axe I lui-même :

$$I \frac{d\omega}{dt} \quad \text{avec :} \quad I = 1{,}2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_2'}, \quad \omega = 70 \text{ rd/s}.$$

$$t_2' = \frac{2\,h_2'}{v}.$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = \frac{42}{h_2'} \text{ m} \cdot \text{N}.$$

La relation :

$$\frac{QRx'}{\eta'} = \Sigma C_i$$

devient alors : $$397 = \frac{14{,}6 + 0{,}9 + 42}{h_2'},$$

d'où : $h_2' = 0{,}15$ m.

Notons ici que h_2' est nettement supérieur à h_2 calculé plus haut; on saisit ainsi l'effet des forces et couples dus à l'inertie des pièces en mouvement.

3) *Nous nous imposons un déplacement :*

$$h_2'' = 0{,}1 \text{ m (fig. 1.11)}.$$

Calculer le couple résistant que doit fournir le frein

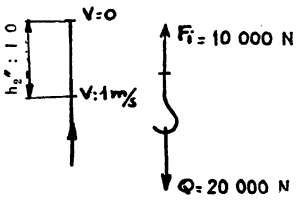


Fig. 1.11

$$h_2'' = 0{,}1 \text{ m}, \quad \text{donc :} \quad t_2'' = \frac{2\,h_2''}{v} = 0{,}2 \text{ s}.$$

Suivant l'axe du frein, nous avons :

$$C_f + \frac{QRx'}{\eta'} = \Sigma C_i.$$

avec :

$$\frac{QRx'}{\eta'} = 397 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Calcul de F_i :

$$F_i = \frac{m v^2}{2\,h_2''} = 10\,000 \text{ N}.$$

d'où, le couple réduit à l'axe du frein : $F_i\, Rx' = 144$ m · N. Couple dû à l'inertie de l'axe II, réduit à l'axe du frein :

$$I \frac{d\omega}{dt} x' \quad \text{avec :} \quad I = 5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_2''} = \frac{5}{0{,}2} = 25 \text{ rd/s}^2.$$

$$I \frac{d\omega}{dt} x' = 9 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Couple dû à l'inertie de l'axe I, réduit à l'axe du frein, donc à l'axe I :

$$I \frac{d\omega}{dt} \quad \text{avec :} \quad I = 1{,}2 \text{ kg/m}^2$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_2''} = \frac{70}{0{,}2} = 350 \text{ rd/s}^2.$$

$$I \frac{d\omega}{dt} = 420 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Il vient :

$$\Sigma C_i = 144 + 9 + 420 = 573 \text{ m} \cdot \text{N}$$

et nous avons :

$$C_f + 397 = 573,$$

$$C_f = 176 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

1.4.2.3. Descente de la charge. — Vitesse de la descente : $v = 1$ m/s.

a) *Démarrage* (fig. 1.12). — $h_3 = 0{,}25$ m, donc : $t_3 = \dfrac{2\, h_3}{v} = 0{,}5$ s.

Suivant l'axe du frein, nous avons :

$$C_m \frac{\eta''}{x''} + QRx'\eta' = C_f + \Sigma C_i .$$

avec :

$$QRx'\eta' = 206 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

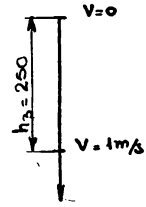


Fig. 1.12

$\Sigma C_i = 230$ m · N, déjà calculée au démarrage à la montée : les mouvements sont en effet les mêmes, $h_3 = h_1 = 0{,}25$ m, et, de plus, frein et moteur sont montés sur le même axe.

Il vient donc : $C_m + 206 = C_f + 230$ m · N.

b) *Descente à vitesse constante.* — Suivant l'axe du frein :

$$C_m \frac{\eta''}{x''} + QRx'\eta' = C_f$$

donc :

$$C_m + 206 = C_f.$$

c) *Période d'arrêt* (fig. 1.13). — Prenons encore : $h_4 = 0{,}25$ m, $t_4 = 0{,}5$ s.

Suivant l'axe du frein : $QRx'\eta' + \Sigma C_i = C_f$

avec encore : $\Sigma C_i = 230$ m · N et $QRx'\eta' = 206$ m · N.

Il vient : $C_f = 206 + 230$

$= 436$ m · N.

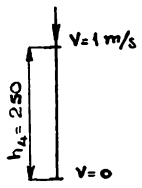


Fig. 1.13

1.4.2.4. Résumé. — 1° *Moteur. — Il doit fournir un couple de :*

627 m · N, au démarrage à la montée;

397 m · N, pendant la montée à vitesse constante.

Nous choisissons un moteur à couple normal : 400 m · N.

2° *Frein. — Il doit fournir un couple résistant :*

206 m · N, charge à l'arrêt ;

436 m · N, pendant la période d'arrêt à la descente ;

176 m · N, pendant la période d'arrêt à la montée.

Nous choisissons un frein capable de fournir un couple résistant constant de 450 m · N.

Remarquons alors que, pendant la descente à vitesse constante, la relation : $C_m + 206 = C_f$, avec : $C_f = 450$ m · N, nous donne le couple fourni par le moteur :

$C_m = 244$ m · N, donc un couple supérieur à la moitié de son couple normal; c'est exagéré, d'où la solution suivante :

L'appareil comporte deux freins.

a) *Un frein d'arrêt*, frein bloqueur, toujours frein mécanique (sécurité) qui n'entre en action qu'au moment où le courant est supprimé au moteur. C'est donc ce frein qui assure à lui seul, en particulier, l'arrêt de la charge à la descente.

Nous le choisissons tel que : $C_f = 450$ m · N.

b) *Un frein régulateur de descente*, dont le couple résistant est d'environ 20 à 30 % plus élevé que le couple dû à la charge.

Ainsi, dans l'exemple étudié :

Couple dû à la charge, réduit à l'axe du frein : 206 m · N.

Donc, choisir un frein de descente tel que :

$$C_f = 206 \times 1{,}3 = 268 \text{ m} \cdot \text{N},$$

soit :

$$C_f = 270 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Dans ce cas, la relation : $C_m + 206 = C_f$, donne $C_m = 64$ m · N.

Ces résultats sont traduits par le graphique, figure 1.14.

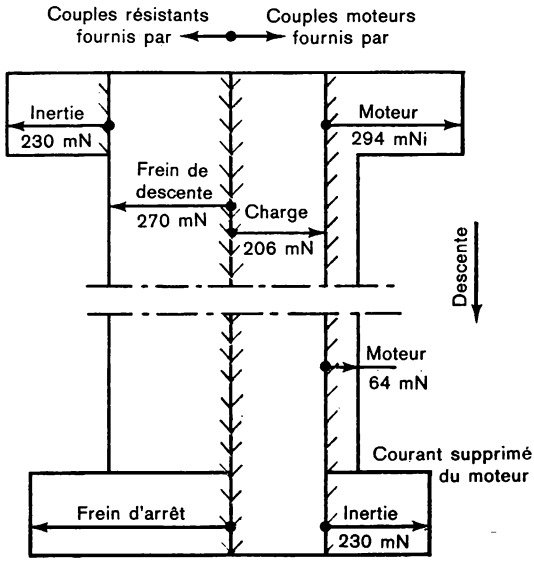


Fig. 1.14

1.4.3. Mouvement de translation. — La cote z de la charge ne varie pas et l'appareil de levage (treuil, pont roulant, portique) se déplace sur rails. Considérons le schéma, figure 1.15.

Données :

Charge totale déplacée .... Q N
Vitesse de déplacement ... v m/s
Nature du mouvement ... figure 1.16.

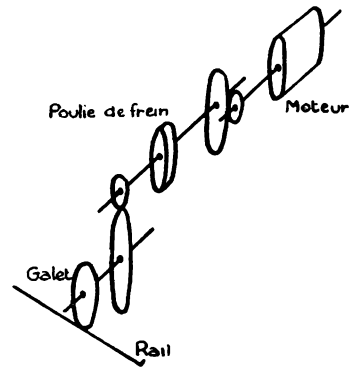


Fig. 1.15

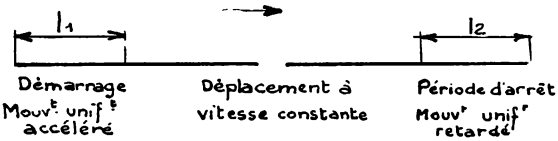


Fig. 1.16

Inconnues :

Puissance du moteur à installer.
Caractéristiques du frein nécessaire : couple à fournir C_f.
Eléments du réducteur à prévoir.

Calculs :

Réduction : $X = \dfrac{\text{Nombre de tours par minute du galet}}{\text{Nombre de tours par minute du moteur}}$.

Notons que dans le cas de commande à bras :

$$X = \frac{\text{Couple moteur exercé suivant l'axe moteur} \times \eta}{\text{Couple résistant suivant l'axe du galet}}.$$

η = rendement de la transmission, de l'axe moteur au galet.

Forces et couples à envisager :

1° Force résistance due au *frottement de roulement* du galet sur le rail et au *frottement du galet sur son essieu.*

Soit F_r à la jante du galet.

2° *Forces et couples dus à l'inertie,* soit résistants (au démarrage), soit moteurs (période d'arrêt).

3° *Force motrice ou résistante due au vent.*

Soit F_v, à la jante du galet.

4° *Couple moteur fourni par le moteur :* C_m.

5° *Couple résistant fourni par le frein :* C_f.

Détermination de F_r (fig. 1.17).

Q = charge totale de l'appareil ;

$F_r = \dfrac{Q(\delta + fr)}{R}$;

$Q\delta$ = couple résistant dû au roulement ;

δ = bras de levier du frottement de roulement ou paramètre de roulement ;

δ = 0,05 à 0,1 cm, pour un galet en fonte sur rail en acier ;

Qfr = couple résistant dû au frottement galet sur essieu ;

f = coefficient de frottement galet-essieu ;

f = 0,1, dans le cas courant du galet avec douille en bronze et graissage par Tecalemit ou Stauffer.

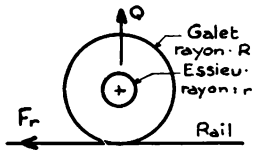


Fig. 1.17

Augmenter F_r de 60 à 80 % pour tenir compte des frottements latéraux entre rail et galet et des défauts d'horizontalité du rail, conséquence de la flèche prise par le rail sous la charge du galet.

1° *Appareil à l'arrêt.* — *Inconnue* C_f, couple résistant que doit fournir le frein, pour maintenir l'appareil à l'arrêt.

La charge n'est pas suspendue au crochet — cas le plus défavorable. F_r est donc calculée sans tenir compte de la charge.

La force F_v due au vent est motrice, soit 1 200 à 1 500 N/m² de surface projetée (fig. 1.18).

Equation d'équilibre du frein :

Couple dû à F_v = C_f + Couple dû à F_r.

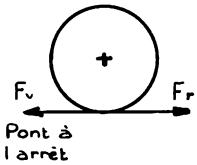


Fig. 1.18

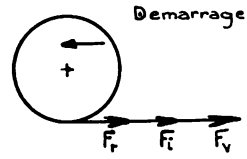


Fig. 1.19

2° *Translation.*

a) *Démarrage* (fig. 1.19). — *Inconnue :* C_m.

F_v, forces et couples dus à l'inertie sont résistants.

Suivant l'axe du moteur, nous avons :

C_m = Couple résistant dû à F_r + Couple résistant dû à F_v + Couples résistants dus aux forces d'inertie ΣC_i.

Nous considérons ici un vent de 500 N/m². On n'utilise pas, en effet, un appareil de levage par vent soufflant en tempête.

b) *Translation à vitesse constante* (fig. 1.20). — C_m = couple résistant dû F_r + Couple résistant dû à F_v.

c) *Période d'arrêt* (fig. 1.21). — *Inconnue :* C_f.

F_v est supposée motrice, cas le plus défavorable.

Forces et couples dus à l'inertie sont moteurs.

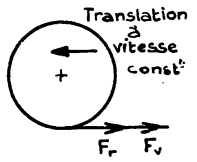


Fig. 1.20

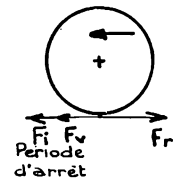


Fig. 1.21

Suivant l'axe du frein, nous avons :

C_f + Couple dû à F_r = Couple moteur dû à F_v + couples moteurs ΣC_i.

1.4.4. Application (fig. 1.22).

DONNÉES. — *Réduction :*

Entre galet et moteur ..... $x = \frac{15}{65} \cdot \frac{14}{67}$.

Entre galet et frein ..... $x' = \frac{14}{67}$.

Entre frein et moteur ..... $x'' = \frac{15}{65}$.

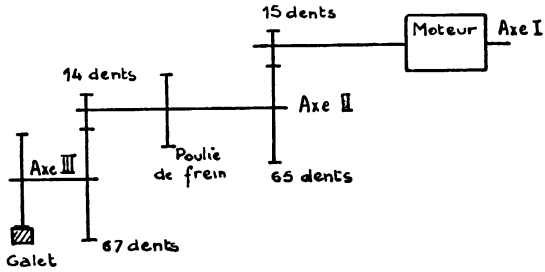


Fig. 1.22

Rendements :

Entre galet et moteur ..... $\eta = 0{,}86$
Entre galet et frein ..... $\eta' = 0{,}91$
Entre frein et moteur ..... $\eta'' = 0{,}95$

Vitesse de translation :

45 m/mn, soit : $v = 0{,}75$ m/s.

Charge totale du pont :

Poids de la charpente et du chariot ..... 20×10^4 N.
Charge ..... 20×10^4 N.
Total ..... 40×10^4 N.

Le pont roulant est installé dans un atelier, nous n'avons donc pas à tenir compte du vent.

CALCULS. — *Calcul de* F_r (fig. 1.23).

Avec $\delta = 0{,}08$ cm et $f = 0{,}1$, $F_r = 5\,900$ N.

Prendre : $F_r = 8\,000$ N.

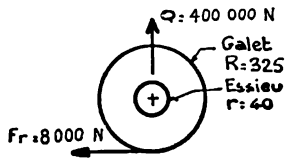


Fig. 1.23

Pour le démarrage et la période d'arrêt, nous prenons les durées : $t_1 = t_2 = 3$ s,

donc, $\gamma_1 = \gamma_2 = \frac{v}{t} = \frac{0{,}75}{3}$ m/s²

et : $l_1 = l_2 = \frac{vt}{2} = 1{,}1$ m.

Calcul de F_i : $F_i = m\gamma$ avec : $m = \dfrac{Q}{g} \approx 40\,000$ kg.

$F_i = 10\,000$ N.

a) *Démarrage.* — Couple dû à F_r, réduit à l'axe du moteur :

$$\frac{F_r\,Rx}{\eta} = 140 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Couple dû à F_i, réduit à l'axe du moteur :

$$\frac{F_i\,Rx}{\eta} = 180 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Négliger l'inertie des axes III et II, dont la vitesse de rotation est faible.

Axe I. Couple d'inertie, réduit à l'axe du moteur : $I\,\dfrac{d\omega}{dt}$.

Approximativement : $I = 1{,}1$ kg · m².

ω galet $= 2{,}3$ rd/s.

ω moteur $= \dfrac{\omega \text{ galet}}{x} = 48$ rd/s.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t} = 16 \text{ rd/s}^2.$$

$$I\,\frac{d\omega}{dt} = 18 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Il vient donc : $C_m = 140 + 180 + 18 = 338$ m · N.

b) *Translation à vitesse constante.*

$$C_m = \frac{F_r\,Rx}{\eta} = 140 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

c) *Période d'arrêt.* — Couple résistant dû à F_r, réduit à l'axe du frein :

$$\frac{F_r\,Rx'}{\eta'} = 600 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Couple moteur dû à F_i, réduit à l'axe du frein :

$$F_i\,Rx' = 680 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Couple moteur dû à l'inertie de l'axe I, réduit à l'axe du frein :

$$I\,\frac{d\omega}{dt} \cdot \frac{1}{x''} = 80 \text{ m} \cdot \text{N},$$

donc : $\Sigma C_i = 680 + 80 = 760$ m · N.

Il vient : $C_f + 600 = 760,$

$C_f = 160$ m · N.

Il est alors possible de choisir le moteur et le frein convenables.

1.4.5. Mouvement de rotation. — Exemple : mouvement de rotation d'une grue (fig. 1.24).

Réduction entre axe de flèche et moteur : x.
Rendement entre axe de flèche et moteur : η.

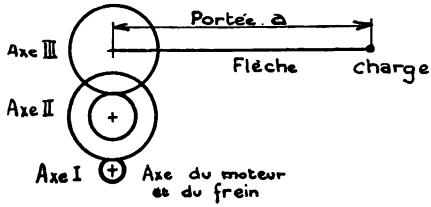


Fig. 1.24

1° Le vent, soufflant dans une direction perpendiculaire à la flèche, produit, suivant l'axe III, un couple C_v, moteur ou résistant.

2° Les frottements du pivot de l'axe III donnent, suivant cet axe, un couple résistant C_r, à calculer d'après les réactions du pivot, préalablement déterminées.

Les calculs sont les mêmes que dans l'étude précédente. Ainsi, dans le cas de la rotation à vitesse constante, nous avons, suivant l'axe du moteur :

$$C_m = (C_v + C_r)\frac{x}{\eta}.$$

Au démarrage et pendant la période d'arrêt, considérer, en particulier, les couples dus à l'inertie de l'axe III.

Le moment d'inertie des masses tournantes de cet axe comprend :

I charge $= m a^2$, masse de la charge considérée comme un point matériel
I flèche = considérée comme une surface plane.
I châssis de grue.

1.4.6. Remarques concernant les calculs précédents.

1° Nous avons supposé que le couple fourni par le moteur était instantané et constant, ainsi que le couple fourni par le frein pendant la période d'arrêt. D'où les mouvements uniformément accélérés ou retardés que nous avons considérés.

En réalité les couples fournis par le moteur et le frein ne sont pas constants. En particulier, pour que le frein n'agisse pas de façon trop brutale, il est muni (cas d'un frein commandé par électro-aimant) d'un dash-pot ou amortisseur.

L'électronique permet actuellement de réaliser de façon automatique la progressivité désirée du couple fourni par le frein.

Conséquences. — Les temps de démarrage et d'arrêt sont plus élevés, ainsi que les chemins parcourus. Cette augmentation peut atteindre : 20 à 30 % au démarrage; 5 % à l'arrêt.

2° Pour beaucoup d'appareils de faible puissance, on se contente de calculer le moteur pour la marche normale. Comme la plupart des moteurs électriques peuvent fournir un couple de démarrage valant au moins 150 % du couple normal, on obtient des accélérations acceptables.

On tient compte alors des effets d'inertie en majorant de 15 à 25 % les sollicitations statiques, ou encore en réduisant les contraintes admissibles, ce qui revient à prendre des coefficients de sécurité plus élevés (5 à 6).

3° Pour des appareils à fonctionnement continu et à service très dur comme les monte-charge de mines, on réduit l'importance du couple de démarrage demandé au moteur par l'emploi de tambours différentiels biconiques (fig. 1.25) ou de bobines à câble plat s'enroulant sur lui-même (fig. 1.26). La benne qui descend exerce son action sur un rayon plus grand que celui de la benne montante, ce qui est favorable aussi bien en démarrage qu'en freinage à l'arrêt après une cordée.

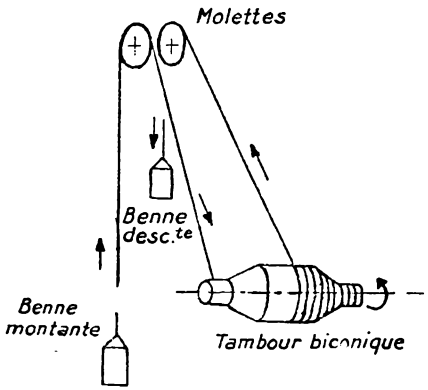


Fig. 1.25

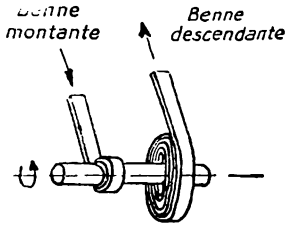


Fig. 1.26

1.5. Vitesses usuelles.

Elles dépendent du service à assurer. La vitesse de levage d'un pont roulant dans un atelier de montage, ou d'un pont qui doit assurer la mise en place des pièces à usiner sur les machines-outils, sera modérée.

Lorsqu'il s'agit de la manutention de charges semblables — pont installé dans un parc à matières, grue de chargement ou de déchargement des bateaux — les vitesses sont nettement plus élevées. Le débit de l'appareil est ainsi accru. La puissance du moteur à installer est plus grande, mais la réduction nécessaire plus faible réduit l'encombrement et le prix du treuil.

Le tableau donné ci-après correspond sensiblement au premier cas : appareil d'atelier.

Masse de la charge kg	Levage de la charge m/mn	Translation du chariot m/mn	Translation de l'ensemble m/mn	Rotation de la grue v m/mn à la tête de flèche
500	30-80	30-60	80-120	120-150
1 000	15-60	25-45	80-100	100-140
3 000	8-14	20-40	70-90	100-120
5 000	5-12	20-35	60-80	70-100
7 500	4-8	20-35	50-70	60-90
10 000	4-8	20-30	50-70	60-80
20 000	2,5-7	15-25	40-60	50-60
30 000	2,5-4,5	15-25	35-60	45-55
50 000	1,5-3	12-20	30-50	35-45
75 000	0,75-1,5	10-15	20-45	25-35

1.6. Résistances passives.

C'est au cours de l'étude qui suit que nous déterminons les rendements partiels des différents organes qui constituent un réducteur, un treuil et le rendement total de ces ensembles.

1.7. Règles pour le calcul des appareils de levage.

La Section I de la Fédération européenne de la Manutention a pour mission d'élaborer les :

Règles pour le calcul des Appareils de Levage.

Ces règles sont applicables au calcul des ponts roulants, portiques, grues et engins divers, à l'exception des appareils à bras et des palans.

Elles comprennent deux chapitres.

Chapitre I. Règles pour le calcul des charpentes (§ 6.2.1).
Chapitre II. Règles pour le calcul des mécanismes (§ 3.3.4).

Les appareils de levage sont classés en quatre *groupes* : I, II, III, IV.

Chaque groupe est défini par deux éléments :

— *l'état de charge*, de 1 à 3 :

1. appareils ne soulevant qu'exceptionnellement la charge nominale et le plus souvent des charges beaucoup plus faibles; exemple : pont de centrale.
2. appareils soulevant des charges variées de zéro à la charge nominale; exemple : pont d'atelier.
3. appareils régulièrement chargés au voisinage de la charge nominale; exemple : pont de coulée.

— *la classe d'utilisation*, A, B, C :

A. utilisation occasionnelle non régulière; exemple : pont de centrale.
B. utilisation régulière en service intermittent; exemple : pont d'atelier ou de magasin.
C. utilisation régulière en service intensif; exemple : pont d'aciérie.

Exemples : Un appareil est du groupe I, s'il correspond à l'état de charge 1 et à la classe d'utilisation A ou B.

Un appareil est du groupe IV, s'il correspond à l'état de charge 3 et à la classe d'utilisation C.

CHAPITRE 2

ÉLÉMENTS PRINCIPAUX DES APPAREILS DE LEVAGE

Nous groupons dans ce chapitre l'étude des éléments communs à presque tous les appareils de levage.

Nous adoptons la classification suivante :

Organes liés à la charge.
Organes moteurs.
Intermédiaires : réducteurs.
Organes de sécurité : freins. (Ils feront l'objet du chapitre 3.)

2.1. Organes liés à la charge.

2.1.1. Câbles en acier pour appareils de levage. — *Câbles normalisés.* — Des fils d'acier sont enroulés en hélice autour d'un fil central et constituent ainsi un toron. Ces torons sont eux-mêmes enroulés en hélice autour d'une âme centrale en textile.

EXEMPLE (fig. 2.1) : Câble de 6 torons de 19 fils (1 + 6 + 12) = 114 fils. La présence d'âme en textile augmente la souplesse du câble.

Câblage. — L'hélice du toron et l'hélice du fil dans le toron sont en général de sens contraire; la tendance à la détorsion est faible. Elles sont de même sens dans le câblage dit « Lang »; le câble y gagne en souplesse. Par contre, la tendance à la rotation d'une charge suspendue est plus grande; emploi courant lorsque la charge est guidée, ascenseurs par exemple.

Câbles pour appareils de levage courants : 6 torons de 19, 27, 37, 48, 61 fils de 0,4 à 2 mm.

La figure 2.2 représente un câble dit « grelin » constitué par plusieurs câbles; le grelin est plus souple, moins résistant et s'use plus vite que le câble ordinaire.

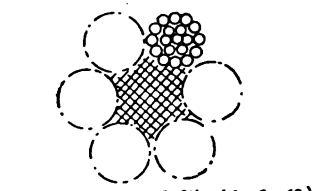


Fig. 2.1

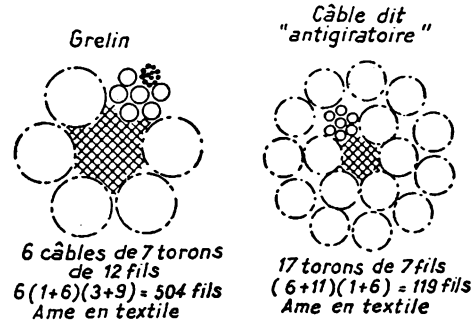


Fig. 2.2

Sur la même figure, le câble dit « antigiratoire » est à deux ou trois couches de torons; les hélices des torons et de leurs fils changent de sens d'une couche à l'autre.

Matière. — Les fils sont en acier XC 80, dont la charge de rupture : R_r = 1 300 à 2 000 N/mm² après tréfilage. Le diamètre des fils varie de 0,4 à 2,4 mm. La souplesse du câble dépend beaucoup du diamètre des fils qui le constituent; un câble à fils fins est plus souple qu'un câble à gros fils. Il pourra s'enrouler sans dommage sur une poulie ou un tambour de plus faible diamètre.

Avantage des câbles. — Ils sont sept à huit fois plus légers qu'une chaîne ayant à supporter la même charge et les poulies et tambours sur lesquels ils s'enroulent sont d'un encombrement moindre — noix à chaînes exceptées.

L'enroulement des câbles sur les poulies se fait sans bruit.

Calcul d'un câble. — L'axe des fils n'est pas parallèle à l'axe du câble. Chacun de ces fils est en contact avec les fils voisins et certains d'entre eux sont en contact avec la gorge de la poulie ou du tambour.

Il en résulte des efforts complexes qui, habituellement, ne sont pas calculés.

Supposons donc les fils parallèles à l'axe du câble.

1° *Contrainte due à la charge :*

$$\sigma_1 = \frac{Q}{n\,\frac{\pi d^2}{4}},$$

Q : tension du câble;

n fils de diamètre d.

2° *Contrainte d'incurvation* (fig. 2.3). — Considérons un fil de diamètre d, (et non pas le câble) s'enroulant sur une poulie de diamètre D.

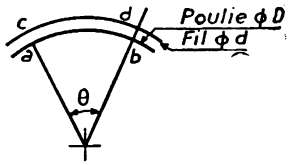


Fig. 2.3

La fibre $a\,b$ du fil est plus courte que la fibre $c\,d$. On trouve ainsi :

$\frac{c\,d - a\,b}{a\,b}$ = allongement unitaire de la fibre $c\,d$ par rapport à la fibre $a\,b = \frac{d}{D}$.

Or : $\frac{d}{D} = \sigma \cdot \frac{1}{E}$.

σ = contrainte;

E = module d'élasticité longitudinale ;

= 220 000 N/mm² ;

d'où, la contrainte supplémentaire d'incurvation :

$$\sigma = E \cdot \frac{d}{D}.$$

En réalité, les fils qui constituent le câble, n'étant pas parallèles, le phénomène est plus compliqué. On prend habituellement pour cette contrainte d'incurvation :

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} E \cdot \frac{d}{D}$$

et même, pour les câbles souples à fils fins : $\sigma_2 = \frac{1}{4} E \cdot \frac{d}{D}$.

La contrainte totale est donc : $\sigma_1 + \sigma_2$.

Retenons de ce calcul que le diamètre de la poulie sur laquelle doit s'enrouler le câble dépend du diamètre des fils qui constituent le câble.

Pratiquement, soit Q la charge à soulever; adopter un coefficient de sécurité :

$k = 6$: Appareils de levage à commande à bras (pas de forces d'inertie à craindre).

$k = 7$ à 8 : Appareils de levage à commande mécanique.

$k = 10$ à 12 : Appareils devant transporter du personnel. Ascenseurs.

Les normes et les catalogues des fabricants de câbles indiquent la charge de rupture de chacun des câbles, résultats d'essais; d'où possibilité de faire choix du câble convenable.

Déterminer ensuite le diamètre des poulies d'enroulement (Voir poulies).

Calculer la contrainte totale σ et s'assurer qu'elle ne dépasse pas :

200 à 250 N/mm² : Appareils pour transport du personnel.

300 à 350 N/mm² : Appareils pour transport des matériaux.

Application. — Câble de grue : 6 torons de 61 fils, soit 366 fils de diamètre 0,7 mm; charge de rupture indiquée : 185 000 N.

Tension du câble en service : 22 000 N.

Le coefficient apparent de sécurité adopté est donc : 8,4.

Diamètre du tambour d'enroulement : 400 mm.

Calcul des contraintes. — Section du métal :

$$n \cdot \frac{\pi d^2}{4} = 140 \text{ mm}^2,$$

$$\sigma_1 = \frac{22\,000}{140} = 157 \text{ N/mm}^2,$$

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} E \cdot \frac{d}{D} = 144 \text{ N/mm}^2.$$

Contrainte totale : $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 301$ N/mm², acceptable. L'acier qui constitue le câble a une charge de rupture : $R_r = 1\,400$ N/mm²; coefficient de sécurité réel : $\frac{1\,400}{301} = 4{,}65$. La charge de rupture théorique du câble serait donc : $R_r \times S = 1\,400 \times 140 = 196\,000$ N.

Or, la charge de rupture du câble, déterminée par des essais, est égale à 185 000 N. Cela tient à ce que le câblage fait perdre environ 10 % de la résistance de l'acier qui constitue le câble.

Entretien. — Graisser les câbles avec une huile non acide et suffisamment fluide, pour qu'elle puisse pénétrer à l'intérieur du câble; l'expérience montre que l'usure d'un câble bien graissé est moins rapide.

Eviter soigneusement la formation de boucles au déroulement du câble; il en résulte, en effet, dans les fils, des déformations permanentes qui constituent des amorces de rupture.

Attaches des câbles. — *Cosse d'amarrage* que l'on utilise plus spécialement pour l'attache du câble au point fixe : flèche de grue par exemple (fig. 2.4).

La liaison d'un câble avec une chaîne se fait par *cosse d'épissure* ou *cosse soudée* (fig. 2.5 et 6). L'âme en textile est coupée et l'extrémité des fils recourbée; du métal blanc coulé assure la liaison câble-cosse.

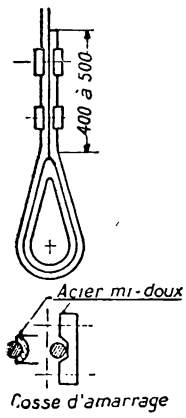


Fig. 2.4

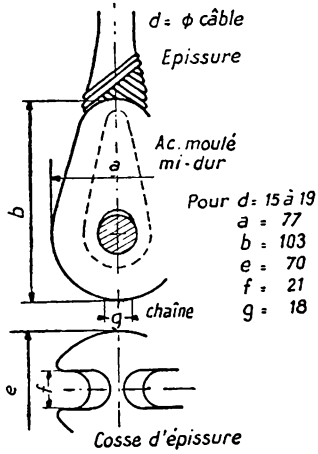


Fig. 2.5

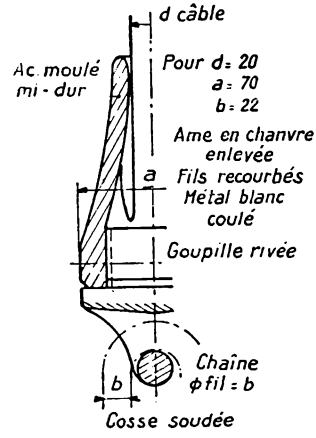


Fig. 2.6

2.1.2. Poulies pour câbles (fig. 2.7). — *Diamètre d'enroulement ou diamètre primitif D.* — Il dépend du diamètre *d* des fils qui constituent le câble (contrainte d'incurvation).

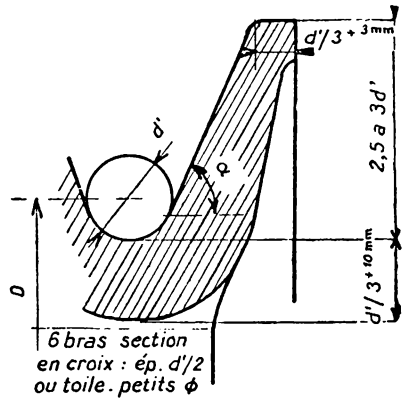


Fig. 2.7

D = 600 à 1 000 d. Cas d'appareils à manœuvre mécanique.

D = 400 à 500 d. Cas d'appareils à commande à bras.

D = 250 à 300 d. Quand on sacrifie la durée du câble pour obtenir un tambour moins encombrant et un couple réduit.

Matière. — Fonte Ft 20, en général; parfois, acier moulé A 48 M.

Tracé de la gorge. — Profondeur de gorge : 2,5 à 3 d'.

d' : diamètre du câble.

L'angle α doit être tel que le câble, en s'enroulant, ne risque pas de frotter contre les parois latérales de la gorge; or, l'axe du câble n'est pas toujours dans le plan de la poulie; y songer dans le choix de α.

En général, α = 70 à 75°. En traçant la tangente à la circonférence du câble, partant du point A, on obtient une valeur de α voisine de 70° (fig. 2.8).

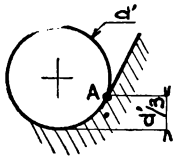


Fig. 2.8

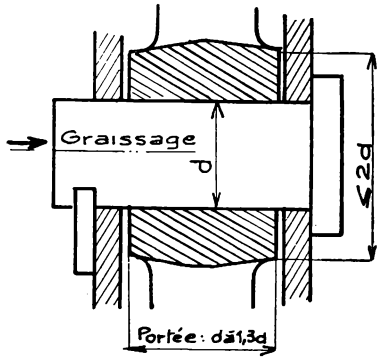


Fig. 2.9

Axe de la poulie (fig. 2.9). — CAS GÉNÉRAL : La poulie tourne sur son axe fixe. Les appuis d'extrémités sont, en effet, constitués presque toujours par des tôles.

Le moyeu est avec ou sans douille en bronze ordinaire U.E10 ou phosphoreux (fig. 2.10) U.E9P.

L'axe est en acier C35. L'immobilisation se fait couramment par plaquette fixée par vis sur la tôle (fig. 2.11). Graissage en bout d'axe par Stauffer ou Tecalemit.

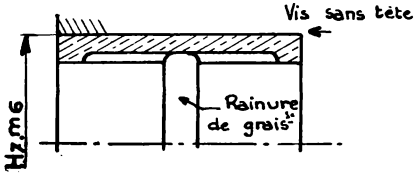


Fig. 2.10

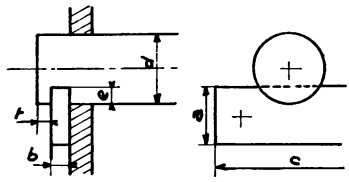


Fig. 2.11

d	40	50	60	70	80	90	100
a	35	35	40	45	45	50	50
b	8	10	10	10	10	12	12
c	90	95	105	105	110	120	125
e	7,5	8,5	8,5	9,5	10,5	12	13
f	15	15	20	20	20	20	20
Vis. Ø	14	16	16	16	16	18	18

Calcul de l'axe (fig. 2.12).

Mode de travail : flexion · $M_f = R\left(\frac{l}{2} - \frac{a}{4}\right)$.

Résistance de sécurité : R_s = 80 à 100 N/mm².

Pression diamétrale : p N/cm².

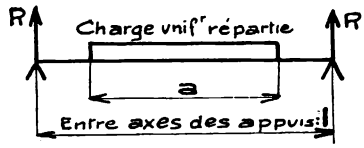


Fig. 2.12

Acier sur bronze : p = 400 à 1 000 N/cm², suivant la durée du travail, la vitesse de rotation et la qualité du bronze.

Acier sur fonte : p = 250 à 600 N/cm².

Il est bon de calculer la pression diamétrale entre l'axe et les tôles d'appui ; elle peut être prise égale à 6 000 et jusqu'à 9 000 N/cm².

CAS PARTICULIER : quand une poulie doit transmettre un couple au câble, on augmente l'adhérence en munissant la gorge d'une garniture de cuir; ce cas se rencontre surtout dans les ascenseurs où la poulie, à gorges multiples, entraîne quatre à six câbles en parallèle, pour augmenter la sécurité (fig. 8.1 et 9.3).

2.1.3. Tambours pour câbles. — *Diamètre d'enroulement ou diamètre primitif : D.* — Voir ci-dessus : poulies pour câbles.

Matière. — Fonte Ft20, en général; parfois acier moulé A48M ou tôle d'acier soudé A37 pour tambour lisse.

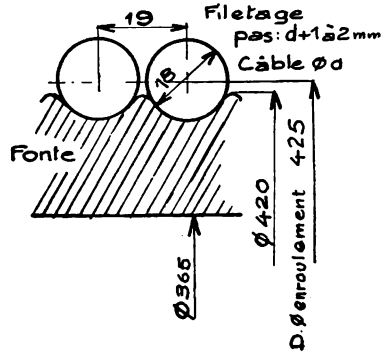


Fig. 2.13

Tracé de la jante du tambour (fig. 2.13). — Epaisseur de la jante en fonte : $> 0{,}02\ D + 12$ mm.

Longueur totale du tambour. — Elle dépend du nombre de spires, donc de la hauteur d'élévation de la charge; ainsi dans le cas de la figure 2.14, suspension à quatre brins, pour un tour du tambour, la levée de la charge est $\pi D/2$. Ajouter au nombre de spires calculé deux spires pour éviter l'effort de traction direct sur l'attache du câble au tambour.

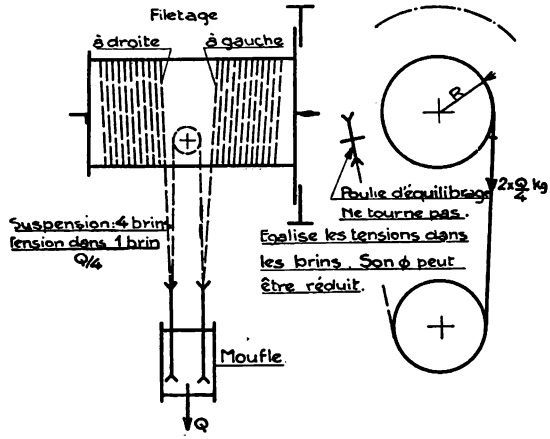


Fig. 2.14

Entraînement du tambour (fig. 2.15). — Il se fait par couronne dentée rapportée sur le tambour à l'une de ses extrémités; ainsi, l'arbre ne travaille pas à la torsion, comme ce serait le cas si roue dentée et tambour étaient clavetés séparément sur l'arbre.

Le cisaillement des boulons de fixation de la couronne dentée peut être évité par l'adjonction de rondelles de cisaillement.

La figure 2.16 indique une autre solution courante.

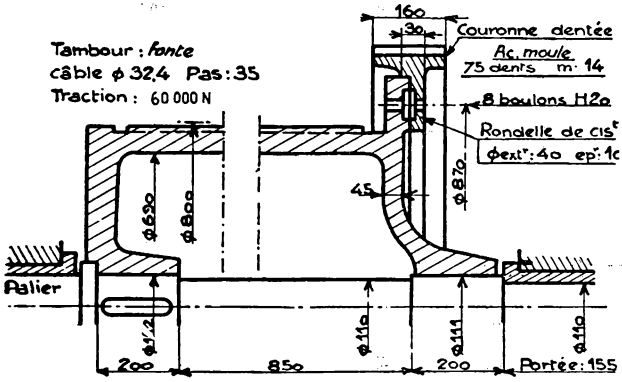


Fig. 2.15

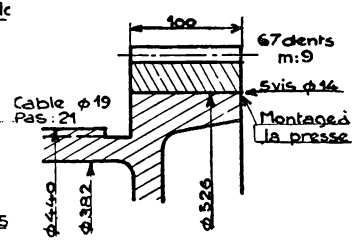


Fig. 2.16

Calcul de l'arbre. — Il travaille à la flexion.

Matière : acier C35. Résistance de sécurité :

$$R_s = 100 \text{ à } 120 \text{ N/mm}^2.$$

Remarquer que les forces extérieures comprennent (fig. 2.17) :

a) *Tension du câble* : un ou plusieurs brins. Dans le cas d'un seul câble, considérer la position la plus désavantageuse : câble voisin de la couronne dentée.

b) *Effort tangentiel* au diamètre primitif de la couronne dentée.

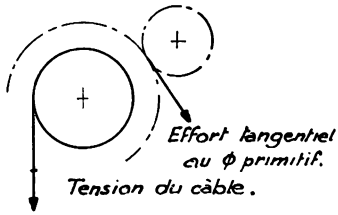


Fig. 2.17

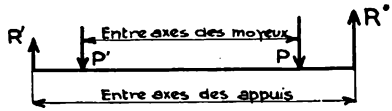


Fig. 2.18

Ces forces donnent dans chacun des plans horizontal et vertical un système de forces représenté figure 2.18.

Nous avons admis une résistance de sécurité élevée, mais le tambour étant monté à ajustement pressé — $H_6 p_7$ — la déformation de l'arbre se trouvé gênée et sa résistance accrue.

Lorsque le bâti du treuil est en tôle et profilés, l'arbre est ordinairement fixe (fixation par plaquette-ergot en bout d'arbre) et le tambour tourne sur l'arbre. Dans ce cas, être plus prudent dans le choix de R_s, car la déformation de l'arbre n'est gênée, ici, par aucun serrage.

En ce qui concerne les pressions diamétrales à admettre, voir : poulies.

Calcul du tambour. — Il travaille à la flexion sous l'effet de la tension du câble (un ou plusieurs brins) dans la position la plus désavantageuse : moment de flexion M_f.

Il travaille également à la torsion : couple C_t.

Déterminer le moment de flexion idéal $= \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + C_t^2}$.

Rappelons que le module de section du tambour est :

$\frac{\pi}{4} \frac{R^4 - r^4}{R}$, R et r, rayons extérieur et intérieur.

La contrainte trouvée est toujours faible, lorsque l'épaisseur choisie a été donnée par la formule indiquée plus haut.

Application. — Tambour (fig. 2.19).

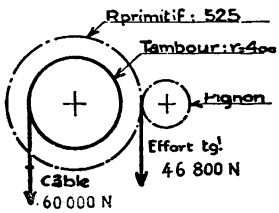


Fig. 2.19

Couple transmis :

$$60\,000 \times 40 = 24 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Effort tangentiel au diamètre primitif de la couronne dentée :

$$\frac{24 \times 10^5}{52{,}5} = 46\,800 \text{ N}.$$

Contrainte dans la denture : 108 N/mm².

Effort tranchant sur les boulons de fixation de la couronne dentée :

$\frac{24 \times 10^5}{43{,}5} = 55\,000$ N, d'où la contrainte de cisaillement dans les boulons : 22 N/mm².

Arbre. — Position du pignon par rapport à l'axe du tambour (fig. 2.19). L'effort tangentiel donne aux moyeux les forces : 6 800 et 40 000 N (fig. 2.20).

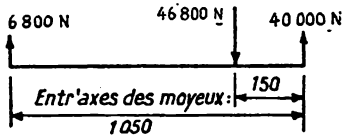


Fig. 2.20

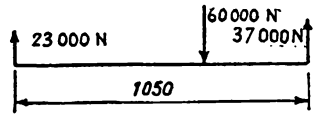


Fig. 2.21

La tension du câble, dans sa position extrême droite, donne aux moyeux les forces : 23 000 et 37 000 N (fig. 2.21). D'où le schéma des forces sollicitant l'arbre (fig. 2.22). Moment de flexion de l'arbre maximal au moyeu de droite :

$$M_f = 71\,000 \times 17{,}5 = 124 \times 10^4 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Diamètre de l'arbre : 11 cm. Contrainte : 95 N/mm², admissible pour l'acier C35.

La pression diamétrale entre arbre et coussinet est ici de 470 N/cm².

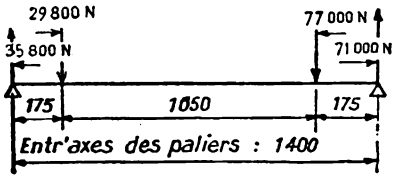


Fig. 2.22

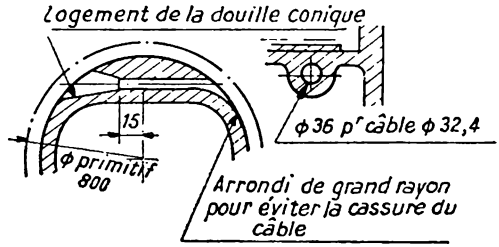


Fig. 2.23

Attaches du câble au tambour. — Pour éviter la traction directe sur l'attache, nous avons déjà indiqué qu'il fallait prévoir deux spires supplémentaires, lorsque la charge était à sa position la plus basse. Néanmoins, l'attache du câble au tambour est toujours de construction soignée et sûre.

a) *Douille conique*, analogue à la cosse soudée déjà étudiée (fig. 2.23).

b) *Dispositif à serrage* du câble (fig. 2.24).

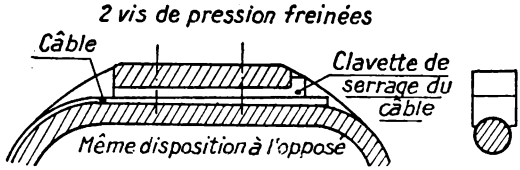


Fig. 2.24

2.1.4. Chaînes. — Voir tome 4, paragraphe 44. — Ce sont des chaînes à maillons soudés, en acier Martin extra-doux XC10, donc un acier à grand allongement A % se forgeant et se soudant bien.

La soudure est soit une soudure au feu de forge, soit une soudure électrique par résistance.

Les différents types de chaînes :

Chaîne calibrée, normalisée, pour poulies à empreintes et noix : *à mailles courtes ; à mailles longues* (fig. 2.25).

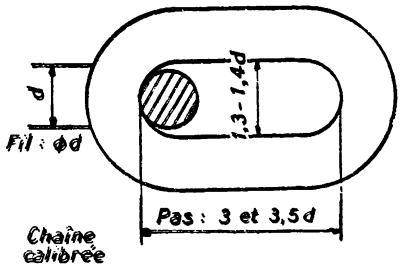


Fig. 2.25

Chaîne-câble pour poulies à gorge et treuils à tambour (fig. 2.26).

La chaîne de manœuvre à bras ou chaîne pendante est, en général, une chaîne calibrée de 6 mm — diamètre du fil 6 mm — qui s'enroule sur une poulie à empreintes ou à simples taquets d'entraînement.

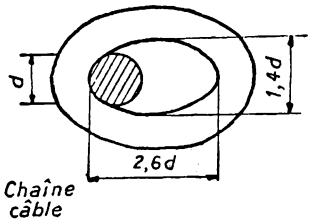


Fig. 2.26

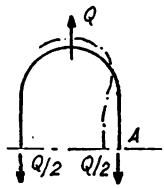


Fig. 2.27

Calcul des chaînes. — Mode de travail du métal : flexion, traction (fig.2.27). Sous l'effort de traction Q, le maillon se déforme suivant le tracé indiqué, qui montre bien la présence d'un moment de flexion dans le fil du maillon.

Pratiquement, on ne considère que la contrainte de traction dans la section A. La résistance de sécurité est alors faible :

R_s = 50 N/mm². Cas des appareils à manœuvre à bras.

R_s = 35 à 50 N/mm². Cas des appareils à commande mécanique.

Noter que la charge d'épreuve pour chaînes destinées aux appareils de levage correspond à une contrainte de 140 N/mm²; la rupture a lieu pour une charge correspondant à une contrainte d'environ 280 N/mm².

Entretien. — Le frottement entre maillons et le frottement entre maillons et noix ou poulie provoquent l'usure de la chaîne; la réduire par le graissage.

Le métal de la chaîne qui travaille s'écrouit; nécessité de recuire périodiquement les chaînes — période d'un ou deux ans suivant la fréquence d'emploi.

Eviter les surcharges, même de courte durée.

Après une usure de 10 %, une chaîne doit être rebutée.

2.1.4.1. Chaîne-galle (fig. 2.28). — *Emploi.* — Appareils de levage puissants; construite pour des charges utiles jusqu'à 5×10^5 N.

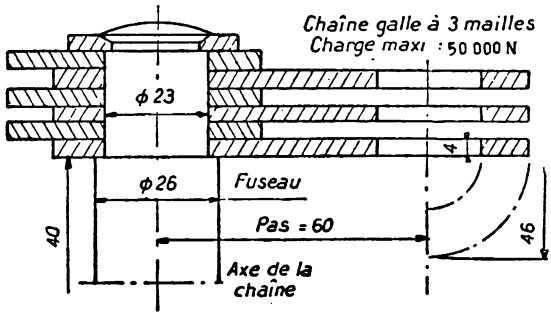


Fig. 2.28

Elles sont silencieuses, mais elles manquent de flexibilité latérale, puisque celle-ci ne peut provenir que des jeux existant entre les mailles et leurs axes.

Matière. — Acier XC32 : R_r = 550 à 640 N/mm². Allongement : A % ⩾ 16.

Ces chaînes se construisent de une à quatre mailles.

Mode de travail (fig. 2.29). — *a*) Maille : traction; *b*) Fuseau : flexion.

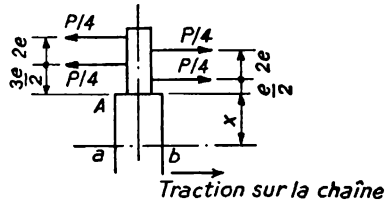


Fig. 2.29

Dans une section *a b* du fuseau, nous avons :

$$M_f = \frac{P}{4}\left(x + \frac{3\,e}{2}\right) + \frac{P}{4}\left(x + \frac{7\,e}{2}\right) - \frac{P}{4}\left(x + \frac{e}{2}\right) - \frac{P}{4}\left(x + \frac{5\,e}{2}\right);$$

$$M_f = \frac{Pe}{2}.$$

Le moment de flexion est donc égal à $\frac{Pe}{2}$ dans toutes les sections du fuseau et cela, quel que soit le nombre de mailles. Section dangereuse : section amincie du fuseau en A.

Nous trouvons ainsi, cas de la figure 2.28 :

Contrainte dans la maille : $\sigma = 90$ N/mm².

Moment de flexion dans le fuseau : $M_f = 10^5$ mm · N.

D'où, la contrainte : $\sigma = 84$ N/mm².

La pression diamétrale entre maille et axe est élevée; elle est ici de 9 000 N/cm².

Etude des contraintes à l'enroulement sur une noix. — Chaîne (fig. 2.30). — Nous supposons que l'effort P est réparti, par l'intermédiaire des fuseaux, sur quatre dents de la noix (fig. 2.30). Moment de flexion dans la section amincie du fuseau, section A (fig. 2.29).

Fuseau 1 : $M = \frac{Pe}{16}$; Fuseau 3 : $M = \frac{3\,Pe}{16}$

Fuseau 2 : $M = \frac{11\,Pe}{16}$; Fuseau 4 : $M = \frac{7\,Pe}{16}$.

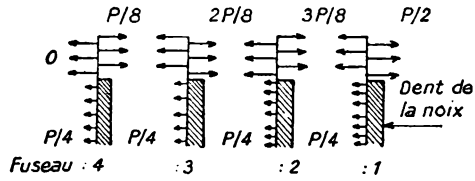


Fig. 2.30

Le moment de flexion maximal, fuseau 2, est de : 138 000 mm · N, ce qui donne une contrainte :

$$\sigma = 114 \text{ N/mm}^2.$$

Si nous n'avions considéré que deux dents supportant l'effort P, nous aurions trouvé :

$$M_{maxi} = \frac{7\,Pe}{8} = 175\,000 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

d'où :

$$\sigma = 143 \text{ N/mm}^2.$$

Les contraintes trouvées sont élevées; les fuseaux constituent la partie délicate de la chaîne.

Nécessité d'un graissage soigné pour éviter l'usure.

2.1.4.2. Noix pour chaîne calibrée (fig. 2.31) — *Matière.* — Fonte Ft25 ou acier moulé A56M.

Nombre minimum de dents : 5 et 4 pour les diamètres de fil des chaînes $\geqslant$ 10 mm.

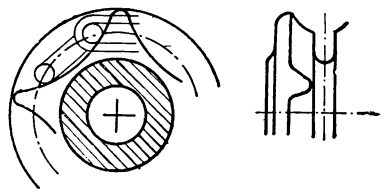


Fig. 2.31

Emploi. — L'encombrement est faible. Ces noix sont employées dans les appareils — palans par exemple — où la maniabilité et la légèreté sont essentielles. Noter cependant l'importance des frottements, l'usure de la chaîne et le faible rendement qui en résulte.

Des guide-chaîne doivent être prévus, soit en tôle ou fonte (fig. 2.32) soit formés d'un débloqueur ou stripper a et d'un galet b (fig. 2.33).

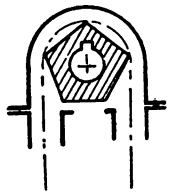


Fig. 2.32

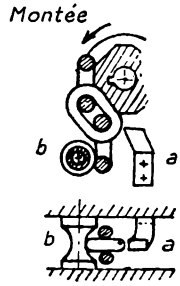


Fig. 2.33

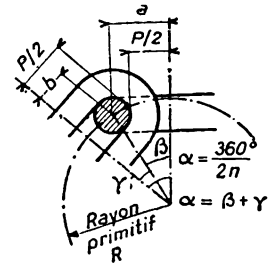


Fig. 2.34

Calcul du diamètre primitif (fig. 2.34). — Soient :

p, pas de la chaîne;

n, nombre de dents; le nombre de maillons qui peuvent prendre place sur la noix est alors $2n$;

d, diamètre du fil de la chaîne;

R, rayon primitif;

$$a = R \sin \beta ; \qquad a = \frac{p}{2} + \frac{d}{2}.$$

$$b = R \sin \gamma ; \qquad b = \frac{p}{2} - \frac{d}{2}.$$

$$a + b = p ;$$
$$a - b = d ;$$
$$p = R (\sin \beta + \sin \gamma) ;$$
$$p = 2 R \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\beta - \gamma}{2}.$$

Formons :

$$\frac{a + b}{b} = \frac{\sin \beta + \sin \gamma}{\sin \gamma} = \frac{2 \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\beta - \gamma}{2}}{\sin \gamma}$$

et

$$\frac{a - b}{b} = \frac{2 \cos \frac{\alpha}{2} \sin \frac{\beta - \gamma}{2}}{\sin \gamma} ;$$

$$\frac{a + b}{a - b} = \frac{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}{\operatorname{tg} \frac{\beta - \gamma}{2}}.$$

$$\operatorname{tg}\frac{\beta-\gamma}{2} = \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\times\frac{a-b}{a+b} = \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2}\times\frac{d}{p};$$

$$\cos\frac{\beta-\gamma}{2} = \frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\cdot\left(\frac{d}{p}\right)^2}}.$$

Il vient donc :

$$p = 2R\sin\frac{\alpha}{2}\cdot\frac{1}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\frac{\alpha}{2}\cdot\left(\frac{d}{p}\right)^2}}$$

d'où le diamètre primitif 2 R.

En raison des légères variations de R pendant le déroulement de la chaîne, on peut se contenter d'une construction graphique pour obtenir une valeur approchée suffisante.

2.1.4.3. Noix pour chaîne-galle (fig. 2.35). — *Matière.* — Fonte Ft25, acier moulé A56M, acier forgé A50.

Nombre de dents $\geqslant 8$.

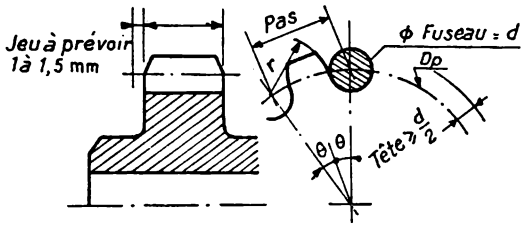


Fig. 2.35

Remarquer que, lorsque le nombre de dents est faible, le pignon-galle est taillé dans l'arbre même : pignon arbré. Comme pour les noix à chaînes calibrées, l'encombrement est faible, mais il en résulte des frottements importants, d'où usure plus rapide de la chaîne.

Calcul du diamètre primitif : $D_p = \dfrac{\text{pas}}{\sin\dfrac{180^\circ}{n}}$;

n : nombre de dents.

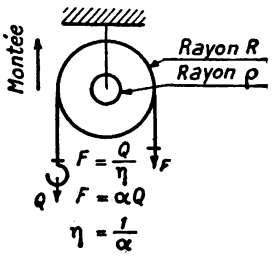


Fig. 2.36

2.1.5. Raideur. — Rendements. — I. *Cas d'une poulie fixe* (fig. 2.36). — La charge à soulever Q est donnée.

Calculer l'effort à exercer sur le brin moteur : F.

Si nous ne tenons pas compte des frottements, il vient : $F = Q$.

Avec frottements, nous avons :

$$F = \frac{Q}{\eta} ; \qquad \eta = \text{rendement} ;$$

ou encore : $F = \alpha Q$; $\alpha \geqslant 1$; $\eta = \frac{1}{\alpha}$;

η tient compte :

1° *Du frottement de la poulie sur son axe ;* le couple résistant correspondant est : $(F + Q)\, f \cdot \rho$.

Les deux brins sont ici parallèles ; $F + Q$ représente donc la charge sur l'axe.

f : coefficient de frottement entre poulie et axe. Voir : poulies.

2° *De la raideur du câble* qui a pour effet de modifier les bras de levier des forces F et Q (fig. 2.37).

L'équation d'équilibre de la poulie devient alors :

$$F(R - \alpha_1) = Q(R + \alpha_2) + (F + Q)\, f \cdot \rho.$$

On peut admettre :

$\eta = 0{,}96$ dans le cas d'un câble métallique et d'un essieu à douille de bronze : $f = 0{,}08$, soit donc : $\alpha = 1{,}04$.

$\eta = 0{,}94$, soit : $\alpha = 1{,}06$, dans le cas d'une chaîne, même essieu.

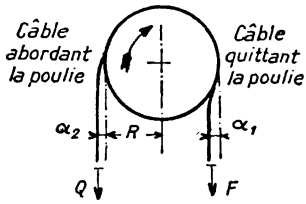


Fig. 2.37

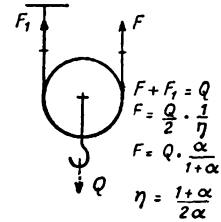


Fig. 2.38

II. *Cas d'une poulie mobile* (fig. 2.38).

Sans frottements : $F = \frac{Q}{2}$.

Avec frottements : $F = \frac{Q}{2\,\eta}$.

Or : $F + F_1 = Q$ et : $F = \alpha F_1$.

Il vient : $F = Q\,\frac{\alpha}{1 + \alpha}$ et : $\eta = \frac{1 + \alpha}{2\,\alpha}$.

Prendre ici : $\eta = 0{,}97$, câble métallique ou chaîne avec le même essieu que ci-dessus et $\alpha = 1{,}04$.

III. *Cas d'un tambour.* — A la montée de la charge, le câble s'enroule sur le tambour et ne le quitte plus ; la valeur α_2 due à la raideur intervient seule. Prendre, dans le cas d'essieu à douille de bronze, $f = 0{,}08$, $\eta = 0{,}95$ pour un câble métallique.

REMARQUE. — Le rendement η dépend de beaucoup de facteurs : essieu, graissage, câble, donc diamètre de la poulie, diamètre des fils, profil de la gorge.

Des essais, surtout lorsqu'il s'agit de noix à chaîne, sont nécessaires pour déterminer exactement la valeur du rendement.

Application. — Considérons le schéma de suspension pour pont roulant (fig. 2.14).

$Q = 12 \times 10^4$ N. Moufle : poids 2 000 N. Total 122×10^3 N.

Tension du câble s'enroulant sur le tambour :

$$F = \frac{122 \times 10^3}{4} \cdot \frac{1}{0{,}96} = 31\,750 \text{ N.}$$

Tambour : diamètre 440.

Couronne dentée du tambour : 67 dents, module 9, $D_p = 603$.

Effort tangentiel à la couronne dentée :

$$T = 31\,750 \times 2 \times \frac{440}{603} \times \frac{1}{0{,}95} = 48\,750 \text{ N.}$$

2.1.6. Crochets (fig. 2.39). — Norme à consulter : E 52-031. — *Matière.* — Acier Martin XC10 ou XC18. On recherche ici un acier forgeable à grand allongement A %.

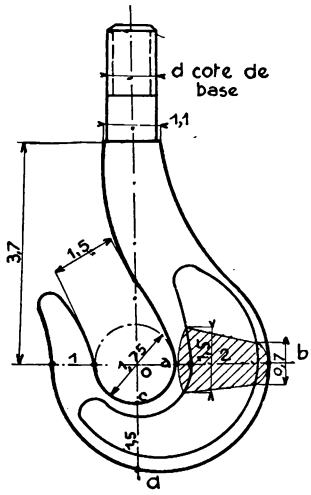


Fig. 2.39

Tracé du crochet. — d est la cote de base calculée comme suit.

Calculs. — Déterminer la cote de base d en admettant dans le noyau de la vis une résistance de sécurité à la traction de 50 à 60 N/mm². Tracer le crochet et vérifier les contraintes dans différentes sections.

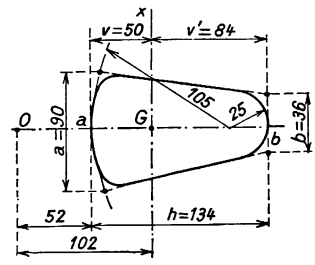


Fig. 2.40

Application. — Considérons la section $a\,b$ (fig. 2.40). — C'est un trapèze $a = 90$, $b = 36$, $h = 120$, en négligeant les arrondis d'extrémités. Section $s = 7\,500$ mm².

Mode de travail : traction sous l'effort normal, 12×10^4 N, soit : $\sigma_1 = 16$ N/mm² ; flexion ; moment fléchissant : $Q \times OG$.

Déterminer le centre de gravité G et les distances v et v' de G aux fibres extrêmes.

Moment d'inertie I_{Gx} de la section :

$$I_{Gx} = \frac{1}{36} \frac{a^2 + 4\,ab + b^2}{a + b} \times h^3 ;$$

$$\frac{I}{v} = 237 \text{ cm}^3 ; \qquad \frac{I}{v} = 141 \text{ cm}^3.$$

Moment de flexion : $M_f = 12 \times 10^4 \times 10{,}2 = 122 \times 10^4$ cm · N.

Contraintes dues à la flexion :

Traction en a : $\sigma_2 = 5\,200$ N/cm².
Compression en b : $\sigma'_2 = -\,8\,700$ N/cm².

Contraintes résultantes :

Traction en a : $5\,200 + 1\,600 = 6\,800$ N/cm².
Compression en b : $-\,8\,700 + 1\,600 = -\,7\,100$ N/cm².

On pourrait atteindre dans cette section des contraintes jusqu'à 120 N/mm².

La section $c\,d$ est soumise uniquement à l'effort tranchant Q. Mais il est prudent de vérifier les contraintes résultant du moment fléchissant qui intervient lorsque la charge est fixée au crochet par 2 élingues inclinées à 45° (fig. 2.41).

Traction sur le brin : $Q \frac{\sqrt{2}}{2}$.

Moment fléchissant en G : $Q \frac{\sqrt{2}}{2} \times e$.

Effort tranchant : $\frac{Q}{2}$.

Effort normal de traction : $\frac{Q}{2}$.

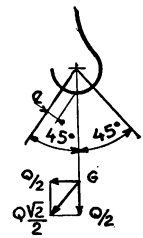


Fig. 2.41

La section $c\,d$ à calculer est un trapèze :

$a = 75$, $b = 30$, $h = 90$, $s = 4\,700$ mm².
$I_{gx} = 306$ cm⁴, $v = 38$, $v' = 52$.

$$\frac{I}{v} = 80 \text{ cm}^3 ; \qquad \frac{I}{v'} = 59 \text{ cm}^3.$$

Contrainte uniforme de traction : $\frac{Q}{2} = 60\,000$ N, $\sigma_1 = 1\,300$ N/cm².

Moment fléchissant :

$$\frac{Q\sqrt{2}}{2} = 84\,500 \text{ N} ; \qquad e = 6{,}4 \text{ cm} ; \qquad M_f = 54 \times 10^4 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Contraintes dues à la flexion :

Traction en c : $\sigma_2 = 6\,700$ N/cm².
Compression en d : $\sigma'_2 = -\,9\,100$ N/cm².

Contraintes résultantes :

Traction en c : 8 000 N/cm².
Compression en d : $-\,7\,800$ N/cm².

Enfin, dans la section existe une contrainte tangentielle due à l'effort tranchant $\frac{Q}{2} = 60\,000$ N. Supposée uniformément répartie, elle est : $\tau = 1\,300$ N/cm².

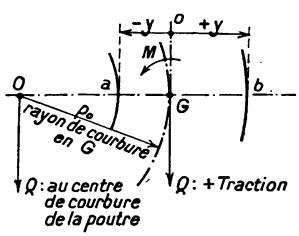


Fig. 2.42

REMARQUE. — Dans les calculs précédents, nous avons supposé que le crochet était une poutre droite ou de faible courbure. Il n'en est pas ainsi; le rayon de courbure ρ_0, ici 102 mm dans la section $a\,b$, est faible par rapport à la hauteur du trapèze, 120 mm (fig. 2.42).

La contrainte normale, dans une fibre y, est donnée par la relation :

$$n_y = \frac{Q}{S} + \frac{M}{\rho_0 S} + \frac{M}{\rho_0 \alpha S}\left(\frac{y}{\rho_0 + y}\right).$$

Q est à prendre avec le signe +, effort de traction. Le moment de flexion M est à prendre avec le signe —, car il tend à augmenter la valeur du rayon de courbure : $M = Q\rho_0$.

S : section.

Voir sur la figure 2.42 le signe de y.

α dépend de la section : $\alpha = -\frac{1}{S}\int_S \frac{y\,dS}{\rho_0 + y}$.

D'après ces conventions de signes, les contraintes positives sont des contraintes de traction; les contraintes de compression sont négatives.

Dans le cas de ce crochet, avec $M = Q\rho_0$, nous trouvons :

$$\sigma_y = -\frac{Q}{\alpha S}\left(\frac{y}{\rho_0 + y}\right), \text{ hyperbole } (\sigma, y) \text{ passant par } G.$$

Nous trouvons ainsi, en a : $y = -v$; $\sigma_a = \frac{Q}{\alpha S}\left(\frac{v}{\rho_0 - v}\right)$

en b : $y = +v'$; $\sigma_b = -\frac{Q}{\alpha S}\left(\frac{v'}{\rho_0 + v'}\right)$.

Détermination graphique de $\alpha = -\frac{1}{S}\int_S \frac{y\,dS}{\rho_0 + y}$ (fig. 2-43).

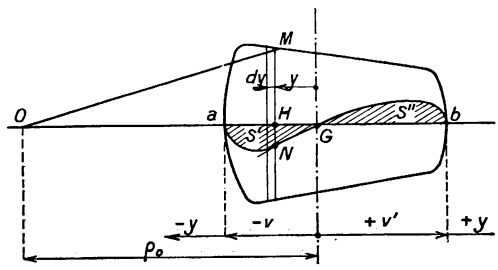


Fig. 2.43

Pour cela, déterminer G et la section S. Soit M un point quelconque du contour de la section. Joindre OM.

Tracer la parallèle GN à OM.

Nous avons : $$\frac{NH}{MH} = \frac{y}{\rho_0 + y},$$

donc : $$\alpha = -\frac{1}{S}\int_S \frac{NH}{MH} \cdot dS,$$

avec : $$dS = 2\,MH\,dy,$$

d'où $$\alpha = -\frac{2}{S}\int_{-v}^{+v'} NH\,dy,$$

ou : $$\alpha = -\frac{2}{S}(S' - S''),$$

$$\alpha = \frac{2}{S}(S'' - S').$$

Dans la section $a\,b$ du crochet, nous avons :

$S = 75$ cm² ; $\rho_0 = 10{,}2$ cm ; $v = -5$ cm ; $v' = +8{,}4$ cm.

Un graphique nous donne : $S'' - S' = 4{,}3$ cm²,

d'où : $$\alpha = 0{,}11.$$

Il vient donc : $\sigma_a = 14\,900$ N/cm², traction.

$\sigma_b = -6\,200$ N/cm², compression.

La contrainte de traction, 150 N/mm², est tout juste admissible. La contrainte de compression est faible; modifier la section de façon à obtenir un écart moindre entre les deux contraintes.

Crochet double. — Il s'utilise couramment pour des charges supérieures à 10^5 N. Le métal travaille dans de meilleures conditions, mais il est bien entendu que la charge ne doit pas, par négligence, être suspendue à un seul des crocs.

Crochet de sûreté. — Il est muni d'un dispositif simple, cliquet et ressort par exemple, qui empêche le câble non tendu de quitter le crochet.

Contrepoids. — Lorsque le poids du crochet est insuffisant pour permettre la descente à vide, donc l'entraînement des organes du treuil, on ajoute au dispositif de suspension du crochet une masse additionnelle en fonte.

Notons enfin que, pour éviter des à-coups dans la transmission au démarrage, certains crochets sont réunis au câble par l'intermédiaire d'un ressort amortisseur.

2.1.7. Moufles. — Ils assurent la liaison crochet, poulie de câble.

Deux solutions sont couramment employées (fig. 2.44 et 45).

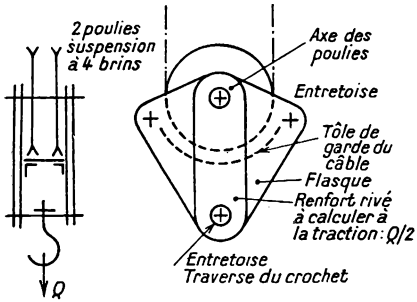


Fig. 2.44

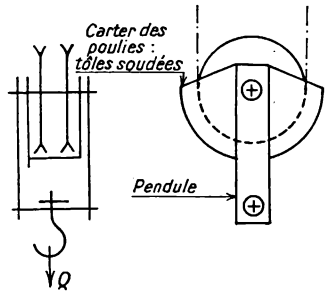


Fig. 2.45

Calculs. — Nous considérons un moufle — type figure 2.45 — pour crochet de 12×10^4 N.

Pendules (fig. 2.46). — Ce sont des plats d'acier A42 100×20. Section nette :

$$(100 - 55)\ 20 = 900\ \text{mm}^2.$$

Contrainte de traction : 66 N/mm², admissible. La pression diamétrale entre axe et pendule a une valeur acceptable de 5 500 N/cm².

Entretoise du crochet (fig. 2.46). — Le crochet doit pouvoir tourner autour de son axe. L'écrou de hauteur d minimale, en acier C35. repose sur l'entretoise, en acier C35 également, par l'intermédiaire de billes ou d'une butée à billes.

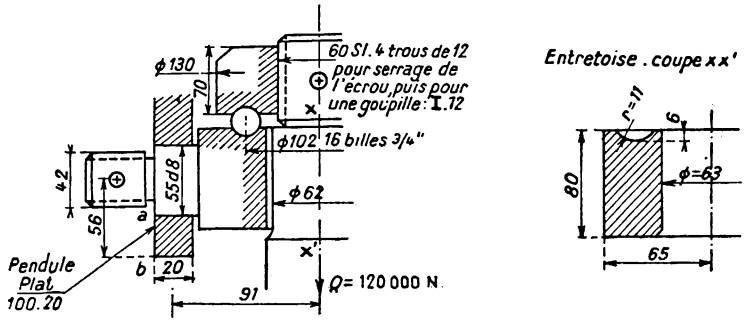


Fig. 2.46

Contrainte dans la section $x x'$ de l'entretoise (fig. 2.47), moment de flexion : $60\ 000 \times a = 6\ 000 \times 5{,}86$, soit 352 000 cm · N.

$$\frac{I}{v} = 71{,}5\ \text{cm}^3, \qquad \sigma = 5\ 000\ \text{N/cm}^2.$$

Charge sur une bille $P = 7\,500$ N. La formule généralement employée pour le calcul des billes : $P = k d^2$, d étant le diamètre de la bille, nous donne pour k la valeur 20 N/mm², alors que la charge d'écrasement d'une bille de roulement est de l'ordre de 600 d^2.

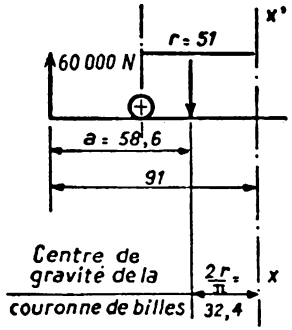


Fig. 2.47

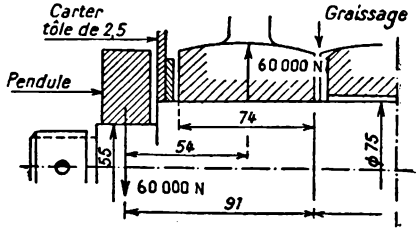


Fig. 2.48

Axe des poulies (fig. 2.48). — Moyeu : diamètre 75, portée 74.

Frottement : fonte du moyeu sur acier C20 de l'axe. Graissage sommaire par trou d'huile.

En supposant les charges concentrées, nous trouvons :

$$M_f = 324\,000 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

$$\frac{I}{v} = 42 \text{ cm}^3, \qquad \sigma = 7\,700 \text{ N/cm}^2.$$

L'acier C20 employé convient parfaitement. La pression diamétrale entre poulies et axe est ici de 1 070 N/cm². Elle justifierait la présence d'une douille en bronze entre moyeu et arbre.

REMARQUE. — Dans le cas d'emploi d'une butée à billes, butée sphérique, entre écrou et entretoise, prévoir un carter fixé à l'entretoise. Recouvrant toute la partie supérieure du crochet, il a pour rôle de garantir la butée des poussières.

2.1.8. Bennes. — Il existe de nombreux types de bennes, suivant la nature des matériaux à manutentionner : matières pulvérulentes, blocs, bois en rondins, ferrailles, etc...

Fonctionnement d'une benne automatique (fig. 2.49).

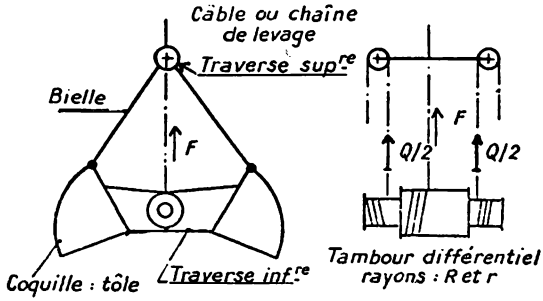


Fig. 2.49

1° *Fermeture.* — La benne repose, ouverte, sur la matière à prendre. L'effort de traction F sur le câble ou la chaîne de levage doit avoir pour effet de rapprocher les deux traverses, donc de fermer la benne.

F doit être aussi faible que possible, une fraction seulement du poids de la benne. Pendant la fermeture elle doit « peser » en effet au maximum sur la matière à saisir.

Solutions :

a) Emploi d'un *tambour différentiel* (fig. 2.49). — La force qui rapproche les deux traverses est ici :

$$Q = F \frac{R}{r}.$$

b) *Mouflage* (fig. 2.50). — $Q = 4\ F$, compte non tenu des frottements.

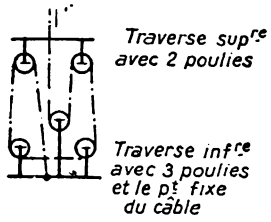


Fig. 2.50

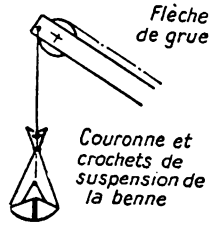


Fig. 2.51

2° *Ouverture* (fig. 2.51). — La benne s'accroche à une hauteur déterminée à une couronne suspendue à l'appareil de levage.

Il suffit alors de donner du mou au câble de levage et la benne s'ouvre.

2.1.9. Electro-aimant de levage (fig. 2.52). — Il est employé plus particulièrement pour la manutention des ferrailles dans les aciéries. La commande, très simple, se fait de la cabine du conducteur.

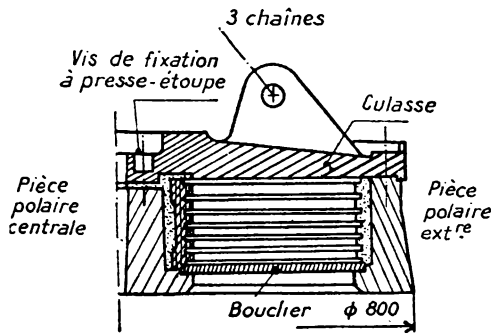


Fig. 2.52

La carcasse comprend une pièce polaire extérieure, une pièce polaire intérieure et une culasse en acier moulé 8S12 à haute perméabilité magnétique. Un bouclier en acier au Mn Z100M12 ou en bronze U-E12P protège la

bobine. Celle-ci est faite de plaques superposées, isolées entre elles; chaque plaque est un enroulement de bande de Cu ou Al et d'une bande d'amiante.

L'étanchéité — contre l'eau extérieure en particulier — doit être étudiée avec soin.

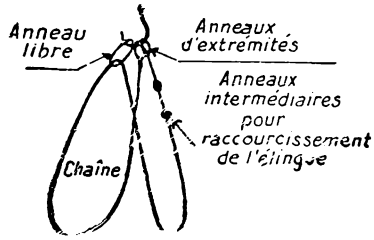


Fig. 2.53

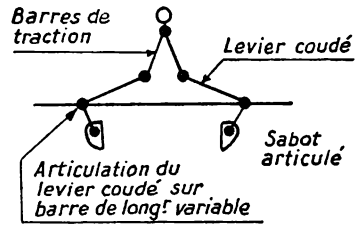


Fig. 2.54

2.1.10. Elingues. — Pinces. — Les élingues sont les liens de jonction entre la charge et le crochet (fig. 2.53).

Remarquer que l'angle que font les brins de l'élingue *(câble ou chaîne)* avec la verticale intervient dans la détermination de l'effort de traction dans ces brins.

Les élingues en chanvre ont l'avantage de ne pas abîmer les pièces qu'elles entourent. La résistance de sécurité d'un câble en chanvre peut être prise égale à 900 N/cm² de section du câble.

Les pinces d'accrochage servent à la manutention de charges telles que caisses, blocs, lingots, fûts, etc. (fig. 2.54).

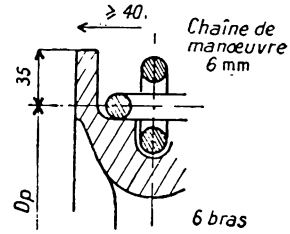


Fig. 2.55

2.2. Organes moteurs.

2.2.1. Poulies de manœuvre pour chaîne pendante.

a) *Poulies de manœuvre à empreintes,* en fonte Ft20, pour chaîne calibrée de 6 mm (fig. 2.55).

b) *Poulie de manœuvre, construction fonte et tôle,* avec guide-chaîne pour chaîne calibrée de 6 mm (fig. 2.56 et 57).

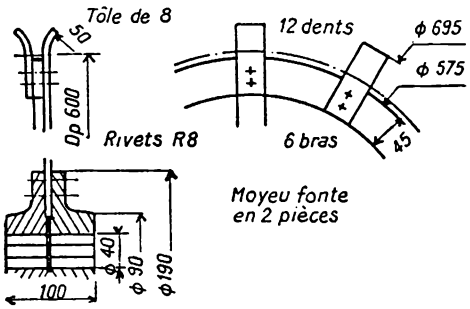


Fig. 2.56

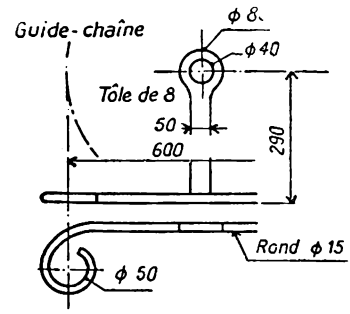


Fig. 2.57

Pour petits et moyens diamètres, la poulie à empreintes constituée par deux flasques en tôle, emboutis, soudés par points puis soudés sur un moyeu en acier, a l'avantage d'être très légère.

2.2.2. Manivelles (fig. 2.58). — Le rayon de manivelle varie de 300 à 400 mm. Compter sur une vitesse circonférentielle de 0,5 à 1 m/s, soit 20 à 30 tr/mn. Valeur de l'effort : voir paragraphe 1.3.

La longueur de la soie est prévue pour la manœuvre à 1 ou 2 hommes. Les cotes indiquées sur la figure 2.58 correspondent aux deux cas envisagés.

L'axe de rotation doit être à 0,9 m ou 1 m du sol de manœuvre.

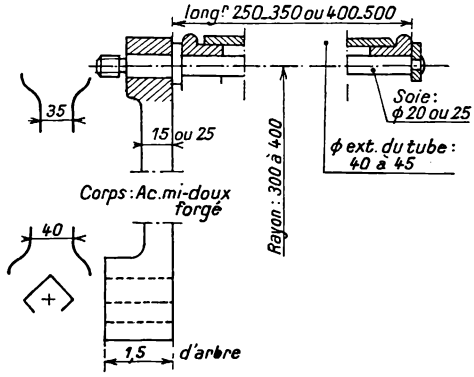


Fig. 2.58

2.3. Intermédiaires entre moteur et charge : réducteurs.

Voir tome IV, chapitre VIII.

Nous savons déterminer la réduction à adopter entre moteur et tambour de levage.

Voici quelques considérations qui interviennent dans le choix du réducteur et quelques indications sur les calculs essentiels.

2.3.1. Réducteur à roue et vis sans fin. — *Avantage.* — Faible encombrement puisque, dans le calcul de la réduction, la vis à n filets par pas joue le rôle d'une roue de n dents.

Inconvénients. — Le rendement peut être très faible; le choix des éléments essentiels du réducteur, des matériaux et le soin apporté à la construction, jouent un rôle important quant au rendement.

Emploi : a) *Petits appareils de levage* où les questions encombrement, poids, prix sont primordiales : palans par exemple.

b) *Mécanismes accessoires* des appareils de levage, mécanismes appelés à fonctionner peu souvent et où, par conséquent, la valeur du rendement importe assez peu. Exemple : mécanisme de translation de grue roulante.

Calculs. — Considérons le réducteur à roue et vis sans fin d'un treuil de levage.

a) *Montée de la charge* (fig. 2.59). — Négligeons l'inclinaison de la ligne d'action sur le plan tangent, la vis peut s'assimiler à une vis à filet carré.

Suivant l'axe de la vis, nous avons :

Couple moteur à fournir = Couple résistant dû à la charge. Si nous ne tenons pas compte des frottements, il vient :

$$C_m = Tr = Fr \operatorname{tg} \alpha.$$

α = angle d'inclinaison des filets.

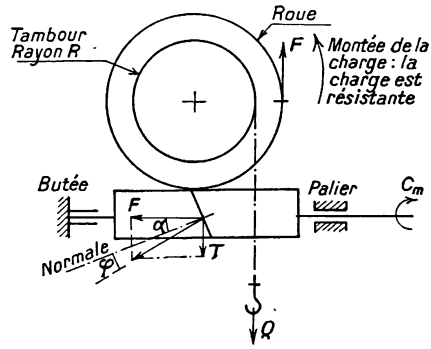


Fig. 2.59

Avec frottements, nous avons :

$C_m = Tr = Fr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$ + couple résistant dû au frottement dans la butée et les paliers de la vis.

φ = angle de frottement.

Le rendement est donc : $\eta = 0{,}90$ à $0{,}96 \dfrac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}$.

Le coefficient 0,90 à 0,96 tient compte du frottement dans la butée et les paliers de vis et également du frottement dans la butée et les paliers de la roue. η est ainsi le rendement total du réducteur. Dans le cas étudié, nous avons ainsi :

$$C_m = QR \cdot x \cdot \frac{1}{\eta};$$

x = réduction du réducteur.

Avec $\alpha = 5°$, vis à un filet par pas, $\operatorname{tg} \varphi \approx 0{,}1$, $\varphi = 6°$, vis en acier C35, roue en bronze U-E10, graissage à la graisse, paliers et butées lisses, il vient :

$$\eta = 0{,}90 \frac{0{,}087}{0{,}194} = 0{,}40, \text{ très faible.}$$

Mais avec $\alpha = 18°$, vis à deux filets par pas, $\operatorname{tg} \varphi \approx 0{,}05$, $\varphi = 3°$, vis en acier C45, roue en bronze phosphoreux U-E12P, graissage par bain d'huile, paliers et butées à billes :

$$\eta = 0{,}96 \frac{0{,}309}{0{,}358} = 0{,}825.$$

b) *Descente de la charge* (fig. 2.60). — Suivant l'axe de la vis, nous avons :

Couple résistant à fournir = couple moteur dû à la charge.

Sans frottements : $C_r = Fr \operatorname{tg} \alpha$.

Avec frottements : $C_r = Fr \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)$ — couple résistant de frottement dans la butée et les paliers de la vis.

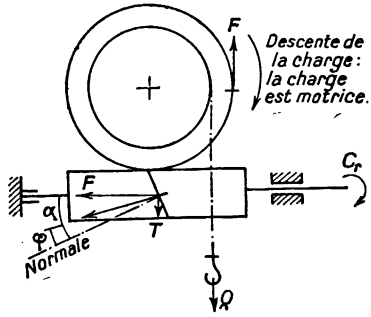


Fig. 2.60

Pour calculer ce couple résistant à fournir, nous considérons alors le rapport :

$$\eta_d = 0{,}90 \text{ à } 0{,}96 \frac{\operatorname{tg} (\alpha - \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Nous avons donc, dans le cas étudié : $C_r = QR \cdot x \cdot \eta_d$.

Remarquons que, si $\alpha = \varphi$, ce couple résistant à fournir devient nul et même, si $\varphi > \alpha$, il devient négatif, donc moteur. C'est le cas de la vis irréversible. Il faut fournir un couple moteur pour faire descendre la charge, et remarquons de plus qu'un frein n'est pas nécessaire pour maintenir la charge à l'arrêt.

Construction. — Calculs complémentaires. — Voir tome IV, pages 85 et 97.

2.3.2. Réducteur à engrenages. — C'est le réducteur des mécanismes principaux des appareils de levage, mécanisme de levage plus particulièrement.

Les arbres intermédiaires du réducteur tournent lentement, car la vitesse du tambour commandé n'est que de quelques tours par minute.

La construction en carter fermé est adoptée pour les couples d'engrenages les plus proches du moteur.

Pour les appareils où on veut réduire l'encombrement, on préfère les trains épicycloïdaux qui donnent une plus grande réduction que les trains ordinaires, toutes choses égales d'ailleurs.

Matériaux. — Aciers en général, aciers moulés pour les gros engrenages, aciers non alliés de nuances diverses.

Calculs. — a) *Denture.* — Les résistances de sécurité adoptées sont :

Pour les fontes Ft, de 20 à 40 N/mm² suivant qu'il s'agit de commande mécanique ou de commande à bras, suivant la vitesse et les chocs possibles.

Pour l'acier moulé A48M, de 50 à 100 N/mm².

Réduction d'un couple d'engrenages : 1/8 et jusqu'à 1/10 lorsqu'il s'agit de commande à bras, jusqu'à 1/6 dans le cas de commande mécanique et même 1/7 pour les roues tournant lentement (pignon et couronne dentée du tambour), avec un minimum de douze dents.

b) *Arbres.* — Ils travaillent à la flexion et à la torsion. La contrainte de torsion est en général faible vis-à-vis de la contrainte de flexion.

EXEMPLE. — Arbre intermédiaire de treuil de pont roulant (fig. 2.61).

Effort tangentiel au pignon de commande du tambour : 63 000 N.

Couple de torsion dans l'arbre : $63\,000 \times 11{,}7 = 740\,000$ cm · N.

Diamètre minimum de l'arbre : 110 d'où : $t = 2\,640$ N/cm².

Effort tangentiel à la roue : 22 000 N.

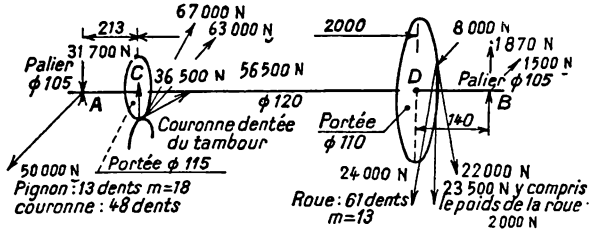


Fig. 2.61

La décomposition des forces — plan vertical et plan horizontal — est donnée par la figure 2.61, ainsi que les réactions aux appuis; nous avons tenu compte de l'angle de pression de la denture, soit 20° : forces 67 000 et 24 000 N.

Le moment fléchissant est maximal en *C*.

M_f = (Composante des deux réactions en *A*) × 21,3 = 126 × 10⁴ cm · N.

Diamètre de l'arbre en *C* : 115 mm, d'où : $\sigma = 8\,350$ N/cm².

Le moment de flexion idéal serait ici : 146 × 10⁴ cm · N et la contrainte correspondante : $\sigma = 9\,800$ N/cm².

L'arbre peut être en acier C20 ou C35.

REMARQUE. — Le palier A supporte un effort vertical de 31 700 N, dirigé vers le haut. Il faudra vérifier la résistance du chapeau de palier et des boulons.

Rendement. — Nous avons indiqué que la construction du réducteur sous carter était la règle générale. Le montage des arbres sur roulements devient également la règle générale.

Dans ces conditions, on peut admettre que le rendement d'un couple d'engrenages, y compris les paliers est voisin de 0,95.

Dans le calcul d'arbre donné ci-dessus, nous avions : effort tangentiel au pignon : 63 000 N.

L'effort tangentiel à la roue devrait être :

$$63\,000 \times \frac{234}{793} = 18\,600 \text{ N},$$

or, nous avons adopté : 22 000 N.

Le rendement du couple d'engrenages et arbre a donc été pris égal à 0,85; cela suppose un montage sur paliers lisses.

Montage des arbres. — Ils tournent normalement dans des paliers de série rapportés et fixés sur le bâti du treuil — cas du réducteur sous carter excepté. — Le graissage en est facilité et les organes tels que roues dentées sont clavetées sur cet arbre, mais les rainures correspondantes diminuent la résistance de l'arbre qui travaille à la torsion et à la flexion.

Nous avons déjà indiqué que des arbres, tels que axes de poulies, de galets, arbres de tambours, étaient fixes (fixation par plaquette-ergot). Cette solution simplifie la construction puisqu'il y a suppression de paliers rapportés ; de plus, l'arbre ne travaille pas à la torsion.

Notons cependant que le graissage de l'organe fou sur l'arbre est souvent assez délicat — cas du graissage en bout d'arbre excepté.

Réducteur à plusieurs vitesses. — On cherche à réduire la durée de l'opération qui comprend le levage, la translation, la mise en place de la charge. Cela suppose une vitesse de levage et de translation élevée, une puissance plus grande des moteurs, des freins plus importants.

Il en résulte l'inconvénient suivant : accélération et décélération trop élevées dans le cas de charges faibles ou moyennes, balancement de la charge et mise en place délicate.

Nous avons déjà signalé la solution électrique (§ 1.3) : moteur à plusieurs vitesses.

Dans la solution mécanique la commande des différentes vitesses est manuelle, ou hydraulique, ou pneumatique, parfois rendue automatique par l'emploi d'un sélecteur de charge en liaison avec la tension du câble.

A noter encore l'emploi d'un bloc moteur équipé :

— de deux rotors de dimensions différentes;
— d'un seul rotor auquel viennent s'adjoindre des volants d'inertie qui entrent en action pendant la période de démarrage et de mise en place de la charge.

CHAPITRE 3

ÉLÉMENTS PRINCIPAUX DES APPAREILS DE LEVAGE (*Suite*)

ORGANES DE SÉCURITÉ

Nous n'avons pas à insister sur le rôle et l'importance de ces organes dans les appareils de levage.

Remarquons simplement que nous aurons toujours à prévoir un ou plusieurs organes de sécurité sur les appareils à étudier.

Dans ce chapitre nous considérons :

3.1. — *Les mécanismes d'arrêt.*

3.2. — *Les freins d'arrêt ou freins bloqueurs.*

3.3. — *Les freins régulateurs de descente.*

3.0. Généralités sur les freins. — Entretien du frein.

Nous cherchons à avoir un coefficient de frottement constant. Si f croît exagérément — cas d'un frein longtemps inutilisé — il s'ensuit un arrêt trop brusque; le frein devient trop brutal, d'où choc à l'arrêt qui peut amener des ruptures en raison des forces d'inertie développées.

Pour obtenir f à peu près constant, graisser légèrement les surfaces frottantes. Les valeurs de f données ci-dessous tiennent compte de ce fait.

Valeurs de f. — Surfaces légèrement grasses :

Fonte sur fonte	0,10 à 0,15.
Acier sur fonte	0,15 à 0,18.
Cuir sur fonte	0,16 à 0,25.
Ferodo sur fonte	0,30 à 0,35.
Bois sur fonte	0,15 à 0,30.
Dans un bain d'huile :	
Fonte sur fonte, acier sur acier	0,06 à 0,02.
Lamelles d'acier	0,05
Ferodo sur acier ou fonte	0,2 à 0,25.

Valeur de p. — *p :* pression entre surfaces de frottement :

Entre fonte ou acier et bois	60 N/cm².
Entre fonte ou acier et ferodo	10, 30, 50 N/cm².
Entre fonte ou acier et fonte	100 N/cm²
Lamelles minces d'acier ou disques garnis de cuir	5 à 10 N/cm².

Ces chiffres sont valables pour les freins régulateurs de descente. Un frein d'arrêt, frein bloqueur, n'est en action que pendant un temps très court; ces valeurs de p peuvent être majorées sensiblement.

Valeur de pvf. — v : vitesse entre surfaces de frottement.

pvf représente donc le travail absorbé par le frein par unité de surface et par unité de temps, ou la puissance absorbée par unité de surface.

En limitant pvf, nous limitons donc le travail transformé en chaleur dans l'unité de temps, donc la température des surfaces de frottement.

Cas des freins d'arrêt. — La période de travail est courte; la chaleur peut s'évacuer entre deux opérations de freinage.

On peut alors se contenter de limiter p, ou encore admettre :

$pvf \leqslant 1\,500$ kW/m².

v étant ici la vitesse au début de la période d'arrêt.

Cas des freins régulateurs de descente. — La durée de fonctionnement du frein correspondant au temps de descente de la charge, les valeurs admises pour pvf seront plus faibles :

$pvf \leqslant 600$ kW/m² ..... Service dur.

$pvf \leqslant 1\,000$ — ..... Service faible.

Nous aurons toujours à prévoir une surface de refroidissement (nervures) dont le rôle est d'accélérer l'évacuation de la chaleur pendant la période de travail.

3.1. Mécanismes d'arrêt.

But. — Maintenir la charge dans une position déterminée.

3.1.1 Rochet et cliquet. — Soit C_m le couple moteur, dû à la charge, auquel est soumis le mécanisme.

Force tangentielle correspondante : $T = \dfrac{C_m}{R}$;

R = rayon du rochet.

a) *Rochet à dents extérieures.* — Constatons d'abord que, lorsque le rayon R du rochet est faible, la force tangentielle T est élevée (fig. 3.1).

Par contre, si ce rayon est grand, la vitesse circonférentielle du rochet est élevée, d'où choc important à l'arrêt, lorsque le cliquet entre en contact avec une dent.

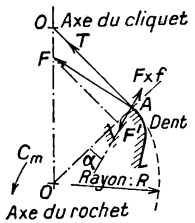


Fig. 3.1

Tracé. — La poussée sur l'axe du cliquet est minimale et égale à T lorsque $\widehat{OAO'} = 90°$. Mais le cliquet doit s'enfoncer dans la dent sous l'effet de T. Le flanc de la dent doit donc être tracé de telle façon que la composante F' soit plus grande que la force résistante de frottement : $F \cdot f$.

Nous prendrons donc α plus grand que l'angle de frottement : $\alpha \approx 12°$.

Il en résulte un inconvénient; lorsque l'on veut dégager le cliquet, il faut faire tourner légèrement le rochet dans le sens de la montée de la charge.

Pour éviter cela, tracer le flanc de la dent suivant un rayon, mais donner à l'angle $\widehat{OAO'}$ la valeur $90^o + \alpha$ (fig. 3.2).

La poussée sur l'axe du cliquet est alors : $F > T$.

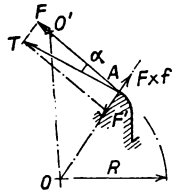


Fig. 3.2

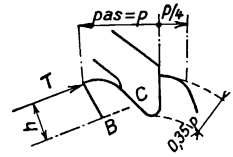


Fig. 3.3

Calculs (fig. 3.3). — Les dents du cliquet travaillent à la flexion.

Moment fléchissant : $M_f = Th$.

h : hauteur de la dent; soit 10 à 15 mm ou 0,35 p; p : pas de la denture.

Section dangereuse : épaisseur $BC \approx 0{,}5\ p$,

largeur, p à 2 p.

Nombre de dents : $n = 8$ à 12, exceptionnellement 20, sauf dans les cas particuliers que nous verrons plus loin.

Rayon extérieur : $2\pi R = np$.

Matière : fonte Ft20, acier moulé A48M, acier forgé A50.

Vérifier la pression entre surfaces en contact; elle doit être inférieure à 1 000 N/cm².

Emploi. — Petits appareils de levage, cric par exemple, ou comme auxiliaire de frein régulateur de descente dans les appareils plus puissants.

Inconvénients. — 1° *Bruit* à la montée de la charge, lorsque le cliquet bat sur les dents;

2° *Choc à l'arrêt* de la charge. Le parcours maximal du rochet avant l'arrêt de la charge correspond, en effet, à un pas de la denture.

Remèdes. — 1° Un dispositif assure la *levée automatique du cliquet* à la montée de la charge et sa retombée immédiate à l'arrêt (fig. 3.4).

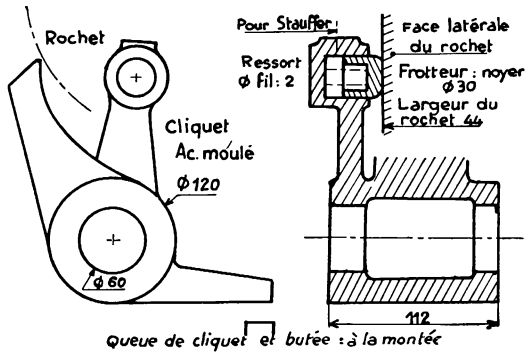


Fig. 3.4

2° *Dispositif à deux cliquets* décalés d'un demi-pas par rapport à la denture. Le parcours maximal avant l'arrêt est alors réduit de moitié.

EXEMPLE (fig. 3.5). — Rochet et cliquet pour pont roulant à manœuvre à bras.

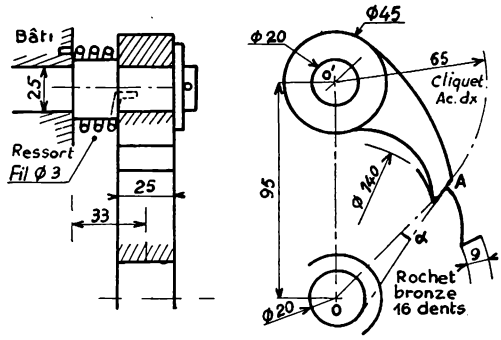


Fig. 3.5

Le couple qui s'exerce suivant l'axe du rochet est ici 110 m · N. Effort tangentiel T du rochet : 1 570 N. L'angle $\widehat{OAO'}$ est droit. Les flancs des dents sont tracés suivant un angle $\alpha \approx 8° 30'$. Pas de la denture : 27,5 mm.

Contrainte dans la dent : $M_f = 1\,570 \times 9 = 14\,130$ mm · N.

Section dangereuse : longueur 25 mm.

Section dangereuse : épaisseur $\approx \frac{p}{2} = 14$ mm.

$\frac{I}{v} = 2\,000$ mm³, d'où la contrainte : $\sigma = 7$ N/mm², contrainte faible.

Le rochet est ici en bronze U-E12P pour des raisons que nous verrons plus loin.

Pression entre dent et cliquet : surface pressée 2,5 × 0,9 = 2,25 cm² d'où $p = 700$ N/cm² admissible.

L'angle $\widehat{OAO'}$ étant droit, la poussée sur l'axe du cliquet est : $T = 1\,570$ N. Contrainte dans l'axe du cliquet, poutre encastrée à une extrémité : $M_f = 1\,570 \times 33 = 52\,000$ mm · N. Diamètre 25.

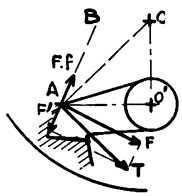


Fig. 3.6

Contrainte : $\sigma = 52$ N/mm², acceptable pour l'acier C20 de l'axe.

b) *Rochet à dents intérieures* (fig. 3.6). — Tracé :

$\widehat{OO'A} = 90°$.

$\widehat{O'AB} = 60°$.

3.2. Freins d'arrêt ou freins bloqueurs.

Fonctions. — Les freins que nous étudierons dans ce paragraphe peuvent être commandés de deux façons différentes.

1° *Commande mécanique et fonctionnement automatique.* — Ils agissent alors, en général, dès la coupure du courant en libérant un contrepoids; leur couple de freinage est donc sensiblement constant et se calcule pour bloquer un mécanisme en mouvement (tenir compte des forces d'inertie). Il faut un tel frein sur le mouvement de levage d'une charge, sur le mouvement de translation d'un chariot, sur un mouvement de giration... La réversibilité est essentielle.

2° *Commande musculaire* (manuelle ou à pédale). — Le couple de freinage peut alors être réglé à la demande. Un frein ainsi commandé pourra donc servir soit comme bloqueur de mouvement, soit comme modérateur de descente, si sa puissance spécifique de freinage est convenable. Dans le cas où cette dernière fonction est seule utilisée, le frein n'a pas besoin d'être réversible.

3.2.1. Freins à sabots.

3.2.1.1. Frein à un seul sabot (fig. 3.7). — Si nous supposons la poulie de frein sur le point de tourner dans le sens de la descente de la charge, nous avons :

Couple moteur dû à la charge C_m = Couple résistant fourni par le frein C_r.

Effort tangentiel à la poulie de frein : $T = \dfrac{C_m}{R}$.

R = rayon de la poulie.

L'inconnue est ici la force F à exercer à l'extrémité du levier de frein pour assurer avec sécurité l'arrêt de la charge.

Equation d'équilibre de la poulie, la charge étant sur le point de descendre : $T = Pf$.

P = effort normal exercé par le sabot sur la jante de la poulie.

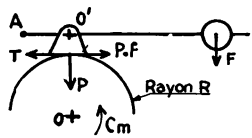


Fig. 3.7

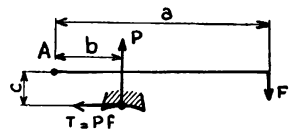


Fig. 3.8

Équation d'équilibre du levier (fig. 3.8) :

$$Fa + Pfc - Pb = 0.$$

Nous devons donc avoir :

$$F \geqslant \frac{P\,(b - fc)}{a}.$$

REMARQUES. — 1° Si $b = fc$, nous avons : $F = 0$; le frein devient automatique, mais il en résulte des difficultés dans la réalisation précise nécessaire et une sécurité faible en raison des variations de f.

2° Si le couple moteur auquel est soumis le frein change de sens, T change de signe.

Il vient : $$Fa - Pfc - Pb = 0 \ ;$$

$$F = \frac{P(b + fc)}{a}.$$

F doit donc être augmentée; ce frein ne peut pas être employé dans les deux sens de rotation; il n'est pas réversible.

3° Si le point A se trouve en dessous de $T = Pf$ ($c < 0$), il vient (fig. 3.9) :

$$F = \frac{P(b + fc)}{a}.$$

4° Si $c = 0$, $F = P\frac{b}{a}$. Ici le sens de rotation n'intervient plus. Un tel frein pourrait donc être employé comme frein de translation d'un appareil de levage, chariot de pont roulant, pont roulant, grue mobile.

Valeur de F. — 150 N environ, d'où calcul du bras de levier nécessaire.

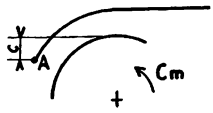


Fig. 3.9

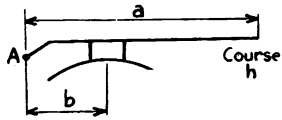


Fig. 3.10

Course h (fig. 3.10). — Elle se calcule pour une levée du sabot de 2 à 3 mm. Soit x la levée du sabot; nous avons : $h = x \times \frac{a}{b}$.

Matière. — Sabot en bois, peuplier, en bout, c'est-à-dire fibres perpendiculaires à la jante de la poulie.

Sabot en fonte douce Ft15, si un échauffement est à craindre.

Emploi. — Petits appareils de levage, avec un diamètre d'arbre de poulie $\leqslant$ 40 mm.

Fonctionnement. — Le desserrage du frein se fait, soit à la main, soit par électro-aimant. Dans ce cas, le frein agit dès que le courant est supprimé au moteur.

Ce frein peut servir de frein de descente; pour cela proportionner la force F à la vitesse de descente à obtenir (manœuvre de desserrage à la main).

Inconvénient. — Flexion de l'arbre de la poulie, due à la poussée P.

Emploi de poulie à rainure (fig. 3.11). — Équation d'équilibre de la poulie :

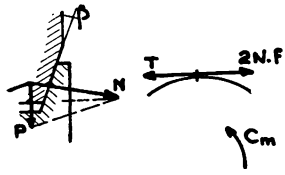


Fig. 3.11

$$T = 2Nf$$

avec : $$2N = \frac{P}{\sin \beta}.$$

On établira donc le levier pour que : $P \geqslant \frac{T \sin \beta}{f}$, valeur plus faible que précédemment.

Valeur de β : $2\beta \geqslant 45°$, une valeur plus faible peut être cause du coincement du sabot dans la rainure de poulie.

Course du sabot : $x_1 = \dfrac{x}{\sin \beta}$, x étant la valeur correspondant à la poulie sans rainure. Donc, $x_1 > x$; il en résulte un fonctionnement plus doux du frein.

3.2.1.2. Frein à deux sabots ou frein à mâchoires. — Il n'y a plus de flexion de l'arbre due à la poussée des sabots, à condition toutefois que cette poussée soit la même pour les 2 sabots, d'où réglage soigné.

Calculs. — Force tangentielle à la poulie de frein : $T = \dfrac{C_m}{R}$ (fig. 3.12).

Équation d'équilibre de la poulie sur le point de tourner dans le sens de la descente de la charge :

$$T = 2\,Pf.$$

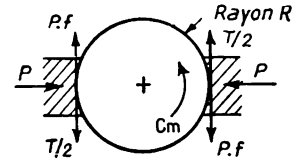


Fig. 3.12

Équilibre du levier du frein : nous employons ici une méthode graphique (fig. 3.13).

Nous connaissons les deux forces parallèles F_1, composantes de $\dfrac{T}{2}$ et $P = \dfrac{T}{2f}$.

Levier ABC : le point de concours des trois forces appliquées en A, B, et C est le point K.

Levier DEF : le point de concours des trois forces appliquées en D, E et F est le point L.

Levier EGH : le point de concours des trois forces appliquées en E, G et H est le point M.

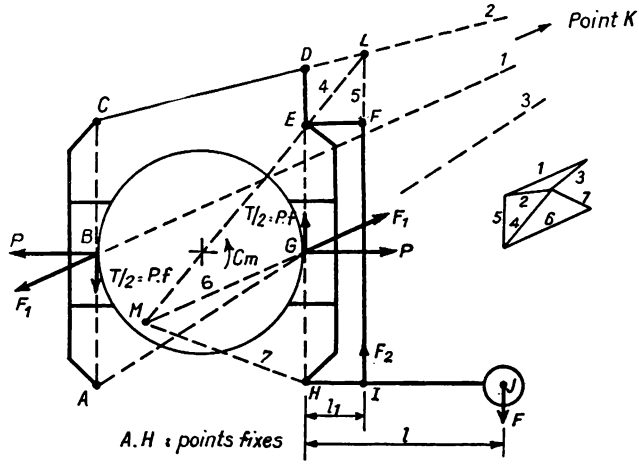


Fig. 3.13

Tracé du dynamique. — A chaque levier correspond un triangle qui nous donne les efforts sur les différents axes d'articulation ou les points fixes.

Nous trouvons ainsi en 5 la traction exercée en I sur le levier HIJ, soit F_2.

L'équation d'équilibre du levier est alors :

$$Fl = F_2 l_1$$

d'où l'inconnue :

$$F \geqslant \frac{F_2 l_1}{l}.$$

Calcul de la course au point J, soit h. — La course des sabots x est de :

1,5 mm pour un diamètre de poulie de 250 mm.
2 — — — 500 mm.
2,5 — — — 700 mm.

Considérons le sabot G fixe; la course du sabot B devient 2 x. Nous avons :

$$h = 2 \cdot \frac{AB}{AC} \cdot \frac{EF}{ED} \cdot \frac{HJ}{HI}.$$

Or : HI = EF, et, en général, AC = 2 AB.

d'où :

$$h = 2 \cdot \frac{AC}{AB} \cdot \frac{l}{ED} \cdot x = 4 \frac{l}{ED} \cdot x.$$

Emploi. — Le frein agit pareillement dans les deux sens de rotation; il convient donc comme frein d'arrêt de translation, mais il s'utilise aussi couramment comme frein d'arrêt de levage.

La commande du levier se fait, en général, par électro-aimant, muni d'un dash-pot ou amortisseur, pour éviter une action trop brutale du frein.

La longueur du sabot est toujours voisine de R; si b est sa largeur, la surface de frottement projetée est donc, pour les deux sabots, bD et nous pouvons ainsi déterminer la valeur de la pression entre surfaces.

Choix de la position du frein. — Considérations valables pour tous les freins.

1° *Sur un arbre à vitesse de rotation élevée,* axe du moteur par exemple; le manchon d'accouplement sert alors de poulie de frein.

Dans ce cas, la force tangentielle à la poulie de frein est faible, ainsi que les dimensions du frein et son prix. Par contre, la sécurité est moins grande puisque la rupture d'un organe du réducteur peut se produire entre charge et frein sans que celui-ci puisse intervenir.

2° *Sur un arbre à faible vitesse.* — La force tangentielle à la jante de la poulie est élevée, ainsi que dimensions et prix du frein; par contre, la sécurité est plus grande, puisque le frein agit normalement en cas de rupture d'un organe du réducteur entre frein et moteur.

Exemple (fig. 3.14 et 15). — *Frein d'arrêt de levage d'un pont roulant de* 30 000 kg. — Le frein est calé sur l'arbre du moteur : $n = 750$ tr/mn. Couple résistant que doit fournir le frein pendant la période d'arrêt de la charge : 700 m · N, compte tenu des forces d'inertie.

Sabots garnis de ferodo : $f = 0{,}3$.

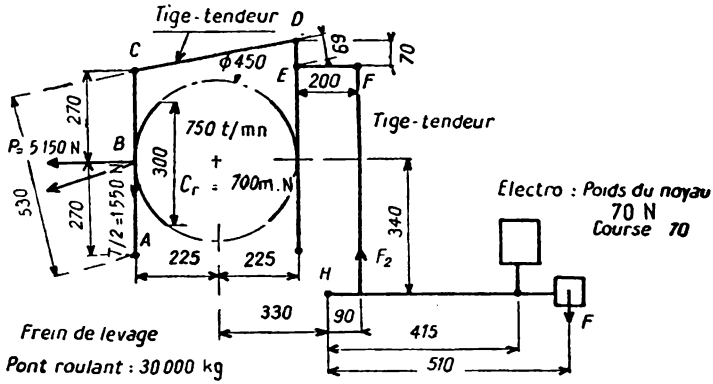


Fig. 3.14

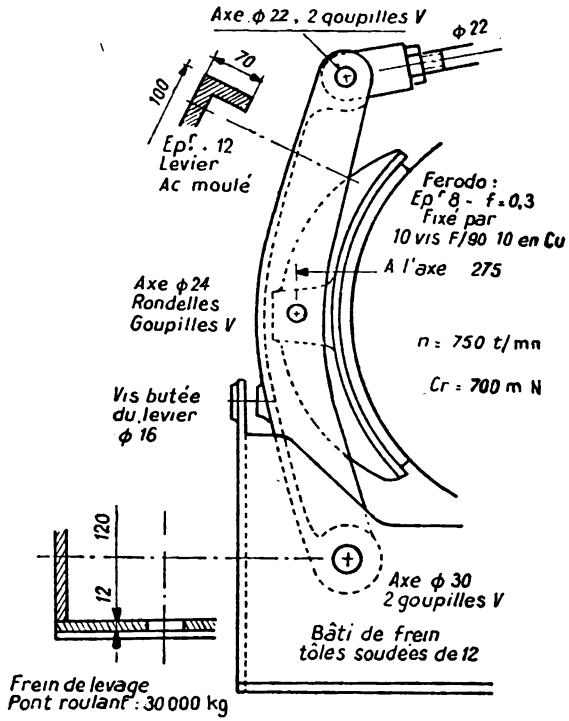


Fig. 3.15

Déterminer le poids F du contrepoids.

$$T = \frac{C_r}{R} = 3\,100 \text{ N.} \qquad \frac{T}{2} = 1\,550 \text{ N.}$$

$$Pf = \frac{T}{2} \quad \text{d'où :} \quad P = 5\,150 \text{ N.}$$

Considérons le levier ABC. Prenons le moment des forces par rapport à A et soit X la traction sur la tige CD :

$$P \times 270 = X \cdot 520 ; \qquad X = 2\,620 \text{ N.}$$

Levier DEF. — Moments par rapport à E :

$$X \cdot 69 = F_2 \cdot 200 ; \qquad F_2 = 900 \text{ N.}$$

Levier du contrepoids. Moments par rapport à H :

$$F_2 \times 90 = 70 \times 415 + F \times 510 ;$$
$$F = 100 \text{ N.}$$

Calculons la largeur b à donner à la jante de la poulie. Nous limitons la puissance absorbée par unité de surface de frottement :

$pvf = 1\,000$ kW/m², soit 10^6 W/m².

La puissance absorbée par le frein au moment où il entre en action :

$P = C_r \omega$ avec : $\omega = \frac{\pi n}{30} = 78{,}5$ rd/s.

$P = 55\,000$ W.

Surface projetée des deux sabots :

$$2 \times 0{,}3 \times b = 0{,}6\ b \text{ m}^2.$$

d'où : $pvf = \frac{P}{0{,}6\ b} = 10^6$ W.

Il vient : $b = 0{,}09$ m soit : 90 mm.

La surface projetée d'un sabot est alors :

$$9 \times 30 = 270 \text{ cm}^2,$$

et la pression : $p = \frac{5\,150}{270} = 19$ N/cm², admissible.

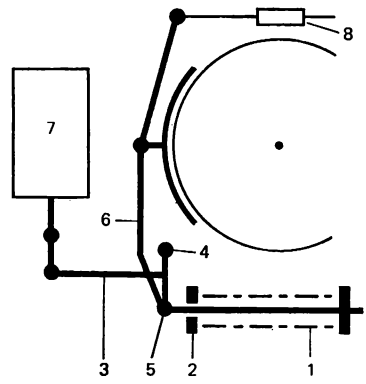


Fig. 3.16 — 1 : ressort et sa butée fixe 2; 3 : levier d'électro à axe fixe 4 et à axe mobile 5 commun avec le levier 6; 7 : électro-aimant; 8 : écrou de réglage.

3.2.1.3. Frein à mâchoires à serrage par ressort.

Dans les freins actuels l'action du contrepoids est remplacée par l'action d'un ressort : leviers plus courts, construction plus compacte (fig. 3.16).

Voici les caractéristiques d'un tel frein :

— diamètre de la poulie 200 mm (gamme de 150 à 450 mm);
— largeur de la jante 80 mm (de 45 à 125 mm);
— couple de freinage 80 m.N;
— course de l'électro 30 mm.

Considérons ce frein agissant sur l'arbre du moteur de 8 kW à $n = 1\,500$ tr/mn, soit $\omega = 50\ \pi$ rd/s, d'où le couple normal du moteur :

$$C = \frac{8\,000}{50\ \pi} \approx 51 \text{ m.N.}$$

Le frein est donc capable de fournir un couple égal à $\frac{80}{51} = 1{,}6\ C$. Au démarrage le couple du moteur est au moins égal à 80 m.N; conséquence : accélération au démarrage, décélération au freinage, sont à peu près égales.

En première approximation on peut choisir un frein tel que son couple de freinage est égal au couple nominal du moteur.

Bien entendu, la tension du ressort est réglable; à tension faible, couple de freinage faible, mais possibilité d'augmenter la fréquence des opérations de freinage sans risquer un échauffement anormal.

3.2.2. Freins à bande.

3.2.2.1. Frein à bande simple (fig. 3.17). — Nous supposons la poulie sur le point de tourner dans le sens de la descente de la charge.

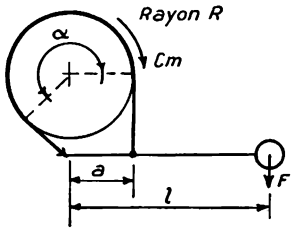


Fig. 3.17

Équation d'équilibre de la poulie :

$$C_m = (T - t)\ R \text{ (fig. 3.18)},$$

avec : $T = t\,e^{f\alpha}$, d'où : T et t tensions dans chacun des brins de la lame.

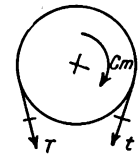


Fig. 3.18

Équation d'équilibre du levier (fig. 3.19) :

$$Fl = ta$$

d'où l'inconnue cherchée : $F \geqslant \frac{ta}{l}$.

Remarques. — 1° Pour diminuer F, on peut agir sur α et f. La valeur de α est souvent très voisine de 250°, soit $0{,}7 \times 2\ \pi$ rd.

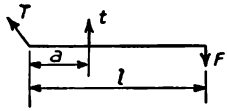


Fig. 3.19

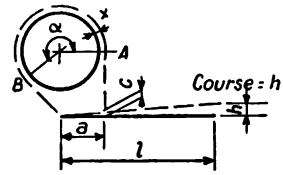


Fig. 3.20

2° Si C_m change de sens, t devient T et inversement. Ce frein n'est donc pas utilisable dans les deux sens de rotation, comme frein de translation par exemple. L'équation d'équilibre du levier devient, en effet :

$$Fl = Ta, \text{ donc } F \text{ change.}$$

Calcul de la course (fig. 3.20) :

Longueur de la bande AB, frein bloqué : αR.

Longueur de la bande, frein débloqué : $\alpha (R + x)$,

donc : $$c = \alpha x$$

et course du contrepoids : $h = l \cdot \frac{c}{a}$. Prendre : $x \geqslant 1$ mm.

Emploi du frein. — En général, comme frein d'arrêt de la charge. Il peut être utilisé comme frein modérateur de descente, en rendant F variable suivant la vitesse de descente à obtenir (manœuvre à la main).

Notons que la composante de T et t détermine une flexion de l'arbre.

La pression entre surfaces de frottement varie le long de la bande de frein, de la valeur :

$$p_{\text{maxi}} = \frac{T}{Rb} \text{ à } p_{\text{mini}} = \frac{t}{Rb} ;$$

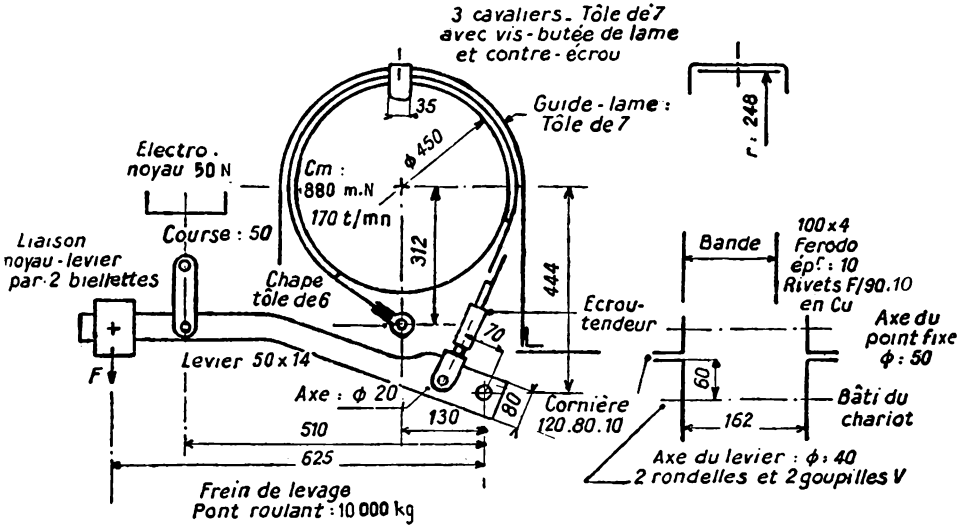


Fig. 3.21

b : largeur de la bande.

Prendre pour p la valeur moyenne.

EXEMPLE — *Frein d'arrêt de levage pour pont roulant de* 10 000 kg (fig. 3.21). — Le frein est monté sur le premier intermédiaire du réducteur : $n = 170$ tr/mn.

Couple résistant que doit fournir le frein pendant la période d'arrêt de la charge, compte tenu des forces d'inertie :

$$C_r = 880 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Diamètre de la poulie : 450.

Bande de frein : acier XC65, 100×4, garnie de ferodo 100×10, $f = 0{,}3$:

$$T - t = \frac{C_r}{R} = 3\,910 \text{ N} ; \qquad T = t e^{f\alpha}.$$

$$f = 0{,}3 ; \qquad \alpha = 250^\circ \text{ soit : } 4{,}35 \text{ rd}.$$

$$T = 3{,}67\, t ; \qquad t = 1\,460 \text{ N} ; \qquad T = 5\,370 \text{ N}.$$

Le poids du noyau de l'électro est de 50 N.

Il vient : $1\,460 \times 70 = 50 \times 510 + F \times 625$

d'où : $F = 125$ N.

Puissance absorbée par le frein au début du freinage :

$$P = C_r \cdot \omega \quad \text{avec :} \quad \omega = \frac{\pi n}{30} = 17{,}8 \text{ rd/s}.$$

$$P = 15\,600 \text{ W, soit } 15{,}6 \text{ kW}.$$

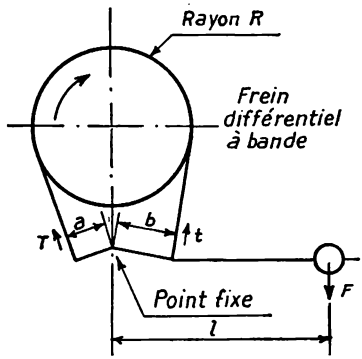


Fig. 3.22

Surface de frottement : 980 cm², soit : 0,098 m².

Il vient donc :

$p v f = \dfrac{P}{S} = 160$ kW/m², valeur assez faible.

3.2.2.2. Frein différentiel (fig. 3.22). — Nous avons ici — équilibre du levier — $Fl + Ta = tb$, d'où la force F cherchée.

Prendre $b = 2{,}5$ à $3\ a$.

Avec : $a = 30$ à 50 mm.

REMARQUES. — 1° Pour une même valeur de C_m, la valeur de F est plus faible que dans le cas précédent.

2° *Si* C_m change de sens, t devient T, F change, donc ce frein ne peut être employé dans les deux sens de rotation.

3° Si $Ta = tb$, donc si $b = a e^{f\alpha}$, nous avons $F = 0$. Le frein devient automatique, cas à ne pas envisager car f n'est pas absolument constant ; un tel frein serait peu sûr.

Calcul de la course (fig. 3.23). — Nous trouvons : $\alpha x = c_2 - c_1$

avec : $$\frac{c_1}{a} = \frac{c_2}{b} = \frac{h}{l},$$

d'où : $$h = x\,\frac{\alpha l}{b - a}.$$

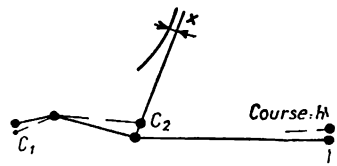


Fig. 3.23

Emploi. — En raison de la troisième remarque faite ci-dessus, ce frein est peu sûr; f peut, en effet, varier dans de notables proportions si le frein est peu ou mal entretenu.

On le trouve sur de petits appareils de levage, treuil à commande à bras par exemple.

EXEMPLE (fig. 3.24). — *Treuil à commande à bras de* 1 000 *kg. — Fonctionnement :*

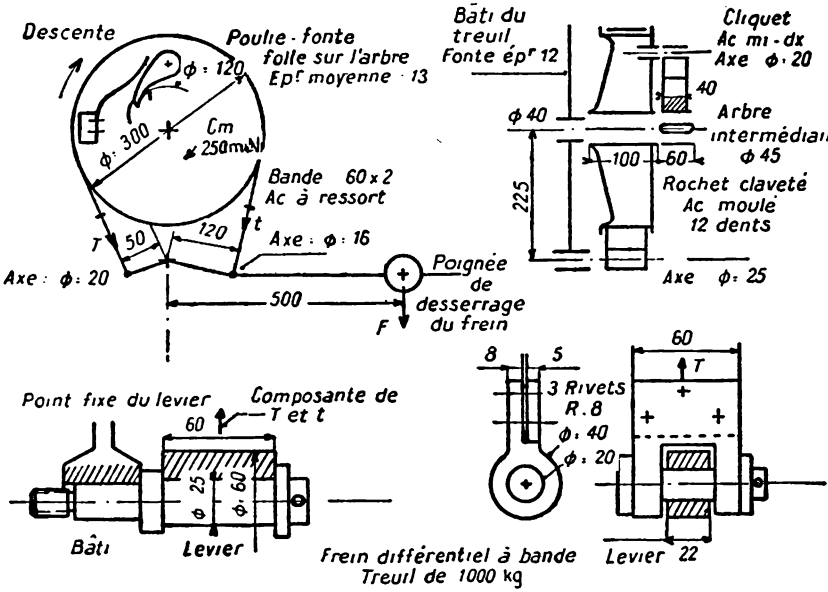


Fig. 3.24

Montée de la charge. — Le rochet est entraîné par l'arbre, mais le cliquet glisse sur les dents. Le frein ne joue aucun rôle; la poulie de frein est montée folle sur son arbre.

Arrêt de la charge. — Celle-ci tend à faire tourner l'arbre, donc le rochet. Celui-ci est alors immobilisé par le cliquet, donc par le frein.

Descente de la charge. — Desserrer le frein suivant la vitesse à obtenir.
Couple moteur fourni par la charge : $C_m = 250$ m · N.
Poulie en fonte : diamètre 300.

Bande de frein, acier XC65, 60 × 2, sans garniture :

$$f = 0{,}15 \; ; \qquad T - t = \frac{250}{0{,}15} = 1\,670 \text{ N.}$$

$$T = t\,e^{f\alpha} \; ; \qquad f = 0{,}15 \; ; \qquad \alpha = 250^{\circ}, \text{ soit } 4{,}37 \text{ rd.}$$

$$T = 3\,500 \text{ N} \; ; \qquad t = 1\,840 \text{ N.}$$

$$a = 50 \; ; \qquad b = 120, \text{ soit } 2{,}4\,a.$$

Équilibre du levier :

$$3\,500 \times 50 + F \times 500 = 1\,840 \times 120.$$

$$F = 90 \text{ N.}$$

Remarquer que, si nous avions pris $f = 0{,}2$, donc $e^{f\alpha} = 2{,}38$, valeur très voisine de 2,4, nous aurions trouvé : $F = 0$.
Avec une garniture de ferodo, $f = 0{,}3$, la valeur de F trouvée aurait été négative.

3.2.2.3. Frein pouvant être employé dans les deux sens de rotation ou frein réversible (fig. 3.25). — Équilibre du levier : $Fl = Ta + tb$, ou : $Fl = ta + Tb$ suivant le sens de rotation.

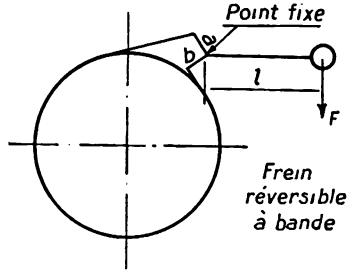
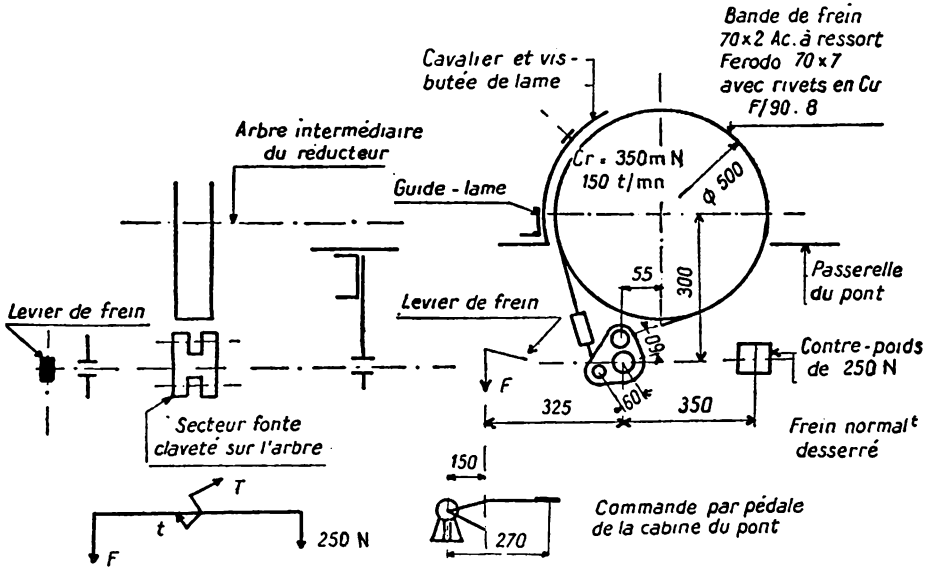


Fig. 3.25

Il faut donc avoir : $a = b$.

Remarquer que F est plus élevée que dans les cas précédents, toutes autres quantités étant égales.

Emploi. — Frein de translation de grue, de pont roulant.



Frein de translation

Pont roulant de 15 000 kg

Fig. 3.26

EXEMPLE (fig. 3.26). — *Frein de translation d'un pont roulant de* 15 000 kg. — Couple résistant que doit fournir le frein : 350 m · N.

$$T - t = \frac{350}{0{,}25} = 1\,400 \text{ N.}$$

$$T = t\,e^{f\alpha} ; \qquad f = 0{,}3 ; \qquad \alpha = 5 \text{ rd.}$$

$$T = 4{,}47\,t ; \qquad T = 1\,800 \text{ N} ; \qquad t = 400 \text{ N.}$$

Équation d'équilibre du levier :

$$F \times 32{,}5 = 250 \times 35 + (T + t)\,6.$$

$$F = 680 \text{ N.}$$

L'effort à exercer sur la pédale de frein est d'environ 350 N.

Pour une course radiale de la lame de $x = 2$ mm, le déplacement des points d'attache de la lame est :

$$\frac{\alpha x}{2} = 5 \text{ mm.}$$

Déplacement de F : $5 \times \frac{325}{60} = 27$ mm.

Déplacement de la pédale : $27 \times \frac{270}{150} = 49$ mm.

3.2.3. Frein à disque.

Le frein à disque est actuellement l'auxiliaire courant de tous les appareils de levage, prenant ainsi la place du frein à bande.

Principe. — Une ou deux pinces avec garnitures de Ferodo sont serrées par électro-aimant, ou par vérin hydraulique ou pneumatique, sur la paroi latérale du disque tournant (fig. 3.27).

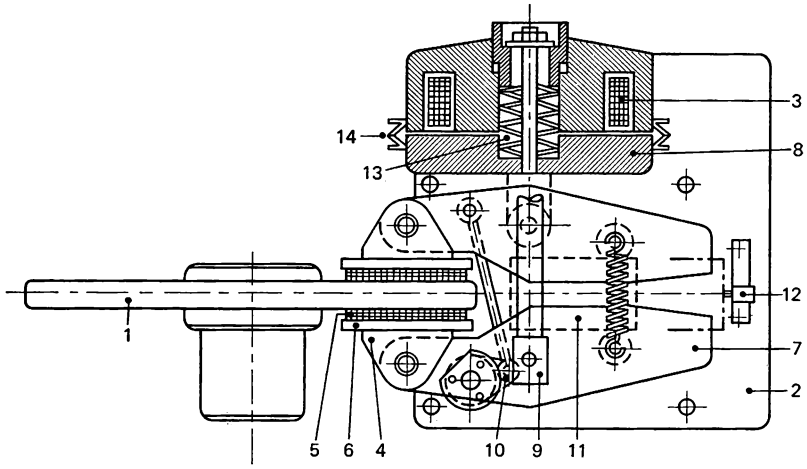


Fig. 3.27. — Schéma d'un frein à disque SIME.

1 : disque; 2 : semelle de fixation et carcasse de l'électro-aimant 3; 4 : sabots de freinage; 5 : garniture Ferodo fixée sur plaquette 6 solidaire du sabot; 7 : bras de pince; 8 : armature mobile de l'électro-aimant reliée à l'un des bras de la pince; 9 : deux tiges de liaison du deuxième bras à la carcasse; 10 : liaison articulée entre les bras de la pince; 11 : cale de rattrapage automatique de l'usure liée à 10; 12 : contact de signalisation de fin d'usure; 13 : empilage de rondelles élastiques; 14 : joint souple d'étanchéité.

Construction. — Le disque rapporté sur un moyeu est en fonte GS en raison de sa résistance à la chaleur, à l'usure et de ses qualités de frottement (fig. 3.28); diamètre 315 à 795 mm.

Son épaisseur est suffisamment grande (30 mm) pour permettre une ventilation efficace à l'intérieur même du disque.

EXEMPLE. — Le frein équipé d'un disque de diamètre 395 mm, avec une seule pince, fournit un couple de 260 m.N.

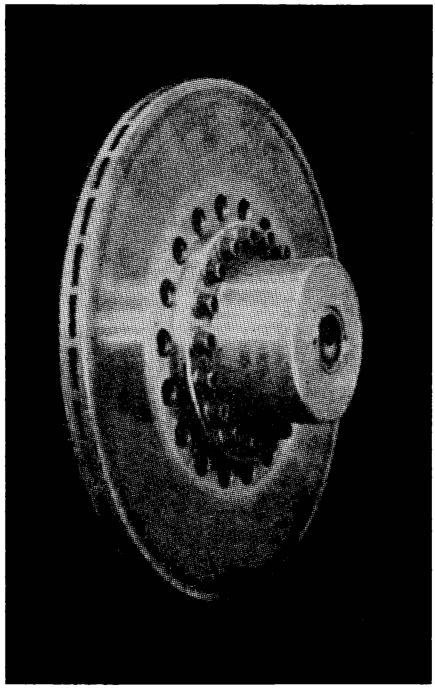


Fig. 3.28

Calculons, en supposant un coefficient de frottement $f = 0{,}20$, l'effort de serrage de la pince :

— pour une surface de frottement, moment résistant = 130 m.N,
— distance moyenne de la plaquette de frottement à l'axe de rotation : 165 mm,
— effort tangentiel : $T = \dfrac{130}{0{,}165} \approx 800$ N,
— effort normal : $N = \dfrac{800}{0{,}20} = 4\,000$ N, fourni par un empilage de rondelles élastiques.

Notons qu'il résulte de l'application du moment de freinage une action du disque sur l'arbre égale à $2 \times 800 = 1\,600$ N; le frein doit être placé aussi près que possible d'un palier.

Signalons encore qu'il est possible d'associer moteur et frein et constituer ainsi un ensemble d'encombrement réduit. Le frein prend alors la forme générale d'un embrayage à disque pour moteur d'automobile.

3.2.4. Remarques sur les freins d'arrêt ou freins bloqueurs.

1° Nous avons vu que ces freins pouvaient être employés comme freins de descente. En agissant sur le levier de frein, on modifie F suivant la vitesse à obtenir.

Cette solution peut suffire pour les appareils à commande à bras. Mais on conçoit qu'elle est insuffisante, peu précise et peu sûre dans le cas d'appareils puissants à commande mécanique.

Il sera donc nécessaire de prévoir, en plus du frein, un *frein régulateur de descente automatique.*

2° La force F que nous avons calculée est la force minimale correspondant au couple moteur auquel est soumis le frein.

Si ce couple, donc F, est déterminé sans précision, ou bien :

a) *F est trop faible :* la période d'arrêt devient trop longue, manque de précision et de sécurité.

b) *F est trop élevée :* la période d'arrêt devient trop courte. Le frein est trop brutal, d'où risque de rupture d'un organe du réducteur.

3° Le moteur-frein actuel présente les avantages suivants : sécurité et encombrement réduit.

3.3. Freins régulateurs de descente.

3.3.1. Principe. — Pour établir ces freins, on insère en général dans la chaîne cinématique du mécanisme de levage une liaison vis-écrou, ou vis-roue tangente du type *réversible.* La charge provoque alors sur le filet de vis une action de contact toujours dans le même sens dont la *composante tangentielle à la vis* donne un couple de dévirage C_c ou couple moteur dû à la charge ; on utilise d'autre part la *composante axiale par rapport à la vis* pour presser des surfaces de friction et produire ainsi un couple de frottement résistant C_r.

Les couples C_c et C_r seront toujours proportionnels puisque le filet de vis a une inclinaison constante. On s'arrange pour que : $C_r = 1{,}2$ à $1{,}3\ C_c$.

La descente de la charge à vitesse constante nécessitera donc, sur l'axe de la vis, un couple moteur C_m, tel que : $C_m + C_c = C_r$.

Ces freins sont ainsi automatiques; ils ne doivent pas agir pendant la montée, et dans le cas d'une commande mécanique on les associe à un frein d'arrêt destiné à absorber les forces d'inertie en fin de course.

Un frein conçu comme l'indique la figure 3.29 est également frein régulateur de descente, car toutes les conditions posées ci-dessus sont remplies.

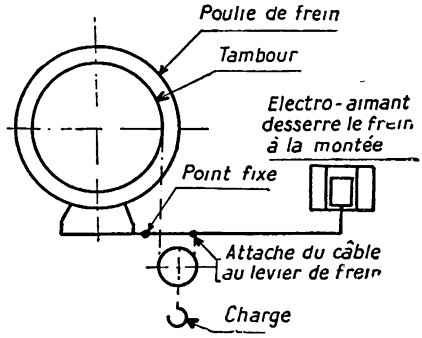


Fig. 3.29

3.3.2. Frein régulateur de descente associé à un réducteur à roue et vis sans fin. (fig. 3.30). — Le frein d'arrêt ne fonctionne que lorsque le courant est supprimé au moteur.

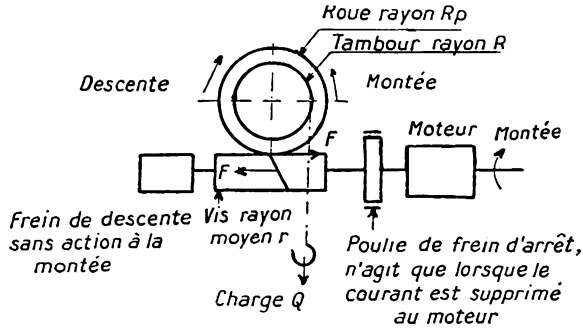


Fig. 3.30

A la montée le frein de descente ne doit avoir aucune action.

A la descente, la force F est proportionnelle à la charge. Cette force F détermine dans le frein un couple résistant C_r; le frein joue le rôle d'une butée de réducteur à vis, mais butée construite pour donner un couple résistant élevé.

C_c = couple de dévirage.

La vis est assimilée à une vis à filet carré, c'est-à-dire que l'on néglige l'inclinaison de la ligne de pression sur le plan tangent commun du contact vis-roue.

Suivant l'axe de la vis : $C_c = Fr \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)$

avec, ici : $F = Q \dfrac{R}{R_p}$, aux frottements dans les paliers de la roue près.

Inconnues : C_r et C_m.

Équation d'équilibre de la vis : $C_r = C_m + C_c$;

avec : $C_r = 1{,}2$ à $1{,}3\ C_c$;

donc : $C_m = 0{,}2$ à $0{,}3\ C_c$.

Remarquons que C_c devient négatif, donc résistant, si $\alpha < \varphi$. C'est le cas d'une vis irréversible; un frein devient inutile puisque, même sans frein, il faut fournir un couple moteur pour faire descendre la charge.

3.3.2.1. Frein à cône (fig. 3.31). — *Fonctionnement.*

a) *A la montée de la charge,* le cliquet glisse sur les dents du rochet. L'ensemble du frein tourne; il est sans action.

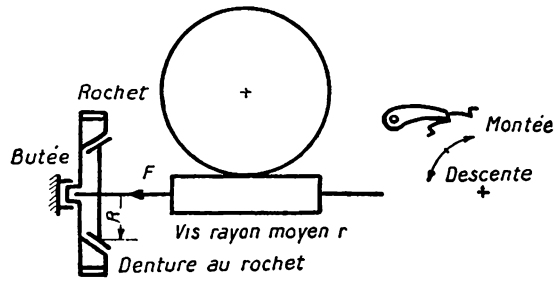


Fig. 3.31

b) *Arrêt de la charge.* — Condition : $C_c \leqslant C_r$.

F ou C_c sont connus, calculés en tenant compte, si c'est nécessaire des forces d'inertie.

$$C_c = Fr \operatorname{tg} (\alpha - \varphi).$$

Calculons C_r : $C_r = NfR$

avec : $N \sin \beta = F$ donc : $N = \dfrac{F}{\sin \beta}$ (fig. 3.32).

$$C_r = FR \frac{f}{\sin \beta}.$$

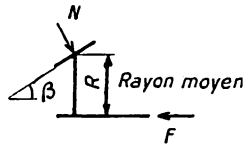


Fig. 3.32

La condition posée ci-dessus devient : $r \operatorname{tg} (\alpha - \varphi) \leqslant R \dfrac{f}{\sin \beta}$.

C'est une relation entre les dimensions principales du frein, capable d'assurer l'arrêt de la charge.

c) *Descente de la charge à vitesse constante.* — C_c ou F sont connus, mais ici pas de forces d'inertie. Le cliquet entre en action; le cône extérieur est bloqué, il y a donc frottement entre les surfaces coniques.

Nous avons : $C_r = C_m + C_c$

avec : $C_c = Fr \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)$,

$$C_r = NfR = FR \frac{f}{\sin \beta}.$$

d'où, l'inconnue C_m.

Si nous voulons que : $C_m = 0{,}2$ à $0{,}3\ C_c$, il faut alors que : $R \dfrac{f}{\sin \beta} = 1{,}2$ à $1{,}3\ r \operatorname{tg} (\alpha - \varphi)$, autre relation entre les dimensions principales du frein.

La longueur l des génératrices du cône est donnée par la pression normale p admissible entre les surfaces de frottement.

Emploi. — Palans à vis réversible à manœuvre à bras. Le même frein sert de frein d'arrêt car les forces d'inertie sont ici négligeables.

Valeurs normales pour palans à vis réversibles.

Vis : $\alpha = 18$ à $20°$, deux filets par pas; $\operatorname{tg} \varphi = 0{,}12$; $\varphi = 6$ à $7°$. Graissage à la graisse. Vis en acier C35, roue en bronze U-E12P, sans carter.

Frein : $\beta = 20$ à $25°$; $f = 0{,}08$ à $0{,}1$, fonte sur fonte, surfaces légèrement grasses. $p \leqslant 100$ N/cm².

3.3.2.2. Frein à lamelles ou disques (fig. 3.33). — Nous avons ici :

$$C_r = \frac{2}{3} F \cdot f \cdot \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \times n,$$

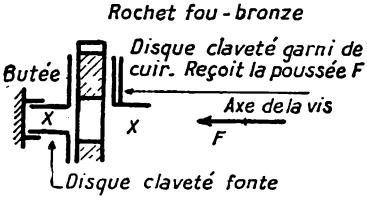


Fig. 3.33

r_e r_i, rayons extérieur et intérieur d'un disque.

n, nombre des surfaces de frottement.

On peut admettre plus simplement : $C_r = F \cdot fR \times n$, R : rayon moyen des disques.

Le même calcul que ci-dessus nous donne :

$$nfR = 1{,}2 \text{ à } 1{,}3\ r \text{ tg } (\alpha - \varphi).$$

Emploi. — Freins pour palans à vis réversible, avec un seul disque, donc 2 surfaces de frottement.

EXEMPLE. — Frein de palan à vis réversible de 2 000 kg. Manœuvre à bras, donc pas de forces d'inertie à faire intervenir.

Pas de frein d'arrêt.

$\alpha = 18°$, deux filets par pas; $\varphi = 6°$.

Diamètre primitif de la vis : $D_p = 81{,}2$ mm.

Diamètre des portées de la vis : 40 mm.

$F = 5\,800$ N.

a) *Nous adoptons un frein à cône.* — Pour que le frein puisse maintenir la charge à l'arrêt, il faut que : $r \text{ tg } (\alpha - \varphi) \leqslant R \dfrac{f}{\sin \beta}$.

$$f = 0{,}1 \ ; \qquad \beta = 20°.$$

Il vient : $R \geqslant 30$ mm, soit $D \geqslant 60$ mm.

Si nous voulons qu'à la descente de la charge :

$$C_m = 0{,}2 \text{ à } 0{,}3\ C_c, \text{ il faut que :}$$

$$1{,}2 \text{ à } 1{,}3\ r \text{ tg } (\alpha - \varphi) = R \frac{f}{\sin \beta}.$$

Il vient : $R = 37$ mm, soit : $D = 74$ mm.

C'est tout juste possible, étant donné le diamètre 40 de la portée de la vis.

Valeur de N : $\qquad N = \dfrac{F}{\sin \beta} = 17\,000$ N.

Avec une longueur de génératrice du cône de 3 cm, donc une surface latérale de 70 cm², la pression entre surfaces est de 240 N/cm², valeur exagérée.

Il faut donc augmenter R, afin de pouvoir augmenter la longueur de la génératrice, mais alors le couple à exercer pour faire descendre la charge est plus élevé : $C_m > 0{,}2$ à $0{,}3\ C_c$.

b) *Le frein adopté est un frein à disque*, avec :

Une surface de frottement : cuir sur bronze U-E12P : $f = 0{,}2$;
— — : fonte sur bronze U-E12P : $f = 0{,}1$.

Rayon moyen du disque : $R = 45$ mm,

$$r_e = 60, \quad r_i = 30.$$

Le frein assurera-t-il le maintien de la charge à l'arrêt ?

$$f_1 R + f_2 R \geqslant r \operatorname{tg} (\alpha - \varphi).$$

$13{,}5 > 8{,}65$, condition vérifiée.

A la descente de la charge, quel est le couple à exercer ?

Nous avons : $C_r = C_m + C_c$

avec : $C_c = Fr \operatorname{tg} (\alpha - \varphi) = 50$ m · N.

$C_r = Ff_1 R + Ff_2 R = 78$ m · N.

d'où : $C_m = 28$ m · N.

Le rapport : $\frac{C_m}{C_c} = 0{,}56$, assez loin du rapport recommandé : 0,2 à 0,3.

Pression entre surfaces de frottement :

$p = \frac{F}{S} = 68$ N/cm², valeur assez élevée pour la garniture de cuir.

3.3.3. Frein à liaison vis-écrou dans la chaîne cinématique. — *Fonctionnement* (fig. 3.34).

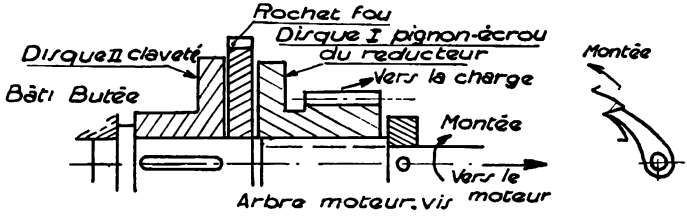


Fig. 3.34

1° *Montée de la charge.* — Il y a vissage de l'arbre dans le pignon-écrou, donc poussée de celui-ci vers la gauche contre le rochet, le disque II et la butée. L'ensemble du frein tourne; le cliquet glisse sur les dents. Le frein ne joue aucun rôle.

2° *Arrêt de la charge.* — Le pignon-écrou, sous l'effet de la charge, a tendance à tourner en sens contraire. Il se visse donc sur l'arbre immobilisé, d'où poussée du pignon-écrou contre le rochet. L'ensemble du frein est arrêté par le cliquet.

3° *Descente de la charge.* — L'arbre reçoit un couple moteur C_m et le pignon reçoit de la charge le couple moteur C_c.

Il y a donc dévissage de l'arbre dans le pignon-écrou et vissage du pignon-écrou sur l'arbre.

Le rochet reste immobilisé par le cliquet, d'où frottement entre les deux disques et le rochet.

Lorsque l'équilibre est atteint, c'est-à-dire lorsqu'il n'y a plus dévissage ou vissage de l'arbre ou du pignon : $C_c + C_m = C_r$.

Calculs. — 1° *Montée à vitesse constante.* — C_c est connu.

Équilibre du frein; l'ensemble tourne : $C_m = C_c$.

Équilibre du pignon-écrou; il est soumis à :

$$C_c \text{ et } C_m = Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \ ;$$

r : rayon moyen de la vis.

Nous trouvons ainsi : P, d'où p, pression entre surfaces : disque, rochet.

Remarquer qu'il n'y a pas glissement entre les surfaces de frottement. Il est cependant prudent de vérifier que p n'est pas exagérée, notamment au démarrage à la montée (forces d'inertie, d'où valeur plus grande de C_c). Cette remarque est d'ailleurs valable pour les freins de descente précédents.

Remarquer également l'intérêt d'avoir α élevé, de façon à diminuer P d'où l'emploi d'une vis à plusieurs filets par pas.

2° *Arrêt de la charge.* — Équilibre du frein. Supposons qu'il soit sur le point de tourner dans le sens de la descente. Il y a glissement entre les faces du rochet et les disques I et II. C_c est connu.

Nous avons : $$C_c = C_r$$

avec : $$C_r = \frac{2}{3} Pf \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} \times 2,$$

r_e r_i, rayons extérieur et intérieur des surfaces de frottement,

ou plus simplement : $$C_r = PfR \times 2.$$

R : rayon moyen des deux surfaces de frottement.

Nous calculons ainsi : P et p.

Le frein doit être établi de telle façon que :

$$C_c \leqslant C_r.$$

Équilibre du disque-écrou (fig. 3.35).

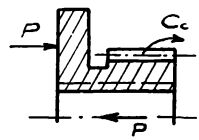


Fig. 3.35

Il se visse sur l'arbre immobilisé; il est soumis à :

1° couple moteur C_c;

2° à P qui agit, d'une part sur les filets, d'autre part sur la face du disque, d'où les deux moments résistants :

$$Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \text{ et } PfR,$$

donc :

$$C_c = Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + PfR.$$

La condition : $C_c \leqslant C_r$ devient :

$$r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \leqslant fR.$$

La valeur de l'angle de frottement φ doit être aussi faible que possible, d'où graissage soigné de la vis. Si φ devient trop élevé, le frein peut ne pas fonctionner, ne pas assurer l'arrêt de la charge à lui seul.

Équilibre de l'arbre avec son plateau claveté II. Il est soumis à un couple moteur transmis par l'écrou qui se visse sur lui : $Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$, et à un couple résistant de frottement entre rochet et disque II : PfR.

Nous retrouvons la condition : $r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \leqslant fR$.

Remarquer que nous supposons les deux surfaces de frottement identiques, fournissant chacune un couple résistant : PfR.

3° *Descente à vitesse constante.* — C_c est connu.

Il y a frottement entre le rochet immobilisé et les disques I et II.

Équilibre du frein :

$$C_c + C_m = C_r$$

avec :

$$C_r = 2 \cdot PfR.$$

Équilibre du disque I :

Ce disque-écrou a, sous l'effet de la charge, à chaque instant, tendance à se visser sur l'arbre.

Nous avons donc :

$$C_c = PfR + Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$$

d'où :

P et p.

Équilibre de l'arbre avec le disque claveté II.

Il est soumis à C_m, au couple moteur transmis par l'écrou à la vis : $Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$, et au couple résistant : PfR.

$$C_m + Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) = PfR.$$

Nous trouvons ainsi C_m.

Le rapport :

$$\frac{C_m}{C_c} = \frac{fR - r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}{fR + r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}.$$

Ainsi, en agissant sur les dimensions principales du frein, ou sur f, il est possible d'amener le rapport $\frac{C_m}{C_c}$ à avoir la valeur 0,2 à 0,3, comme dans les cas précédents.

REMARQUES. — 1° Si le disque II est différent du disque I : rayon moyen R' et coefficient de frottement f', la même méthode de calcul nous donne :

$$\frac{C_m}{C_c} = \frac{f'R' - r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{fR + r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

2° La valeur de C_m nécessaire pour démarrer à la descente peut être nettement supérieure à la valeur précédente. Au moment de démarrer en effet, l'arbre a tendance à se dévisser et son équation d'équilibre est :

$$C_m + Pr \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) = PfR.$$

A ce moment, on a pour l'écrou :

$$C_c = PfR + Pr \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$$

et le rapport des deux couples devient :

$$\frac{C_m}{C_c} = \frac{fR - r \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{fR + r \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}.$$

En fait, en raison de l'incertitude des forces de frottement sur le filetage, le couple moteur à la descente est compris entre les deux valeurs extrêmes :

$$C_m = C_c \times \frac{fR - r \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)}{fR + r \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)} \text{ et } C_c \times \frac{fR - r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{fR + r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

Il y a donc intérêt à ce que l'expression fR soit grande par rapport à $r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ et $r \operatorname{tg}(\alpha - \varphi)$.

3.3.3.1. Différents types de freins à liaison vis-écrou.

1° *Manivelle de sûreté.* — C'est le frein employé dans les crics, palans. (Voir les fig. 4.1, 5.9, 5.10).

2° *Frein à vis pour pont roulant de* 30 000 kg (fig. 3.36 et 37). — Le frein est placé sur le premier intermédiaire du réducteur ; $n = 450$ tr/mn. Un frein d'arrêt à deux sabots est placé sur l'arbre du moteur : $n = 750$ tr/mn.

Vis. — 4 filets par pas : $D_{ext.} = 89$, $D_{int.} = 74$, $D_{moyen} = 81{,}5$, $r = 40{,}75$. Pas 100 à droite; $\operatorname{tg} \alpha = 0{,}391$, $\alpha = 21° 21'$, $\varphi = 5°$, $\operatorname{tg} \varphi = 0{,}087$. Acier sur acier, graissage soigné à la graisse.

Disques de frottement : $D_{ext.} = 330$, $D_{int.} = 230$, $R = 140$. Surface : 440 cm²; ferodo graissé à la graisse : $f = 0{,}25$.

a) *Montée de la charge.* — Au démarrage, $C_m = 1\,250$ m · N compte tenu des forces d'inertie.

Équilibre de l'écrou :

$$C_m = Pr \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) ;$$

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 20 \text{ mm}.$$

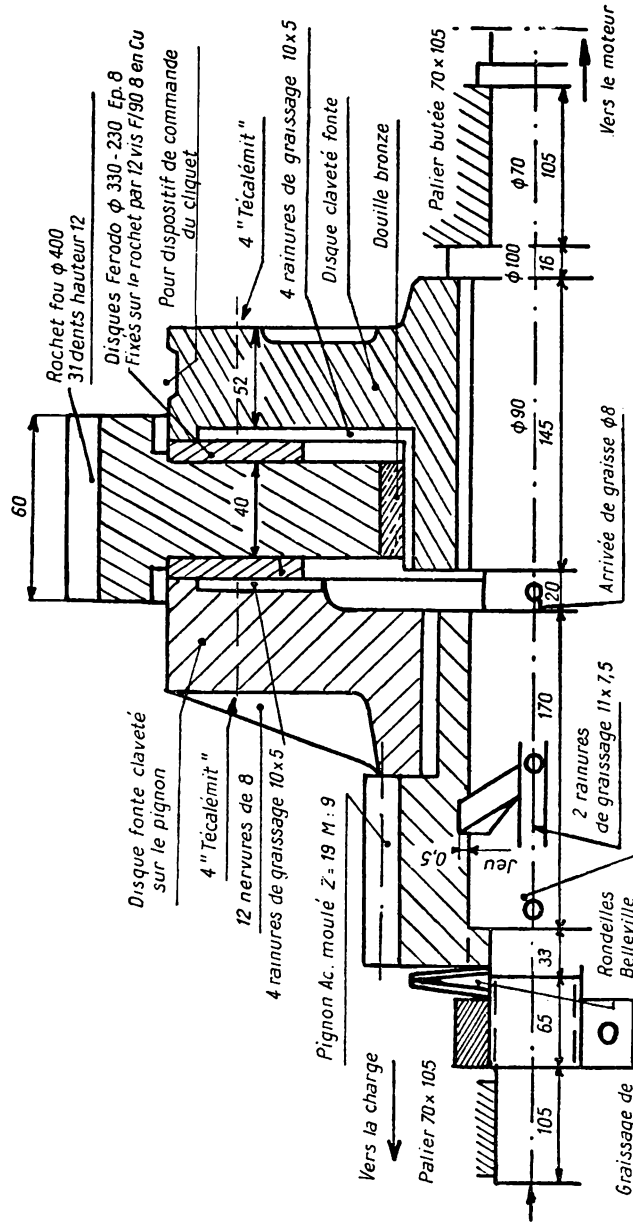


Fig. 3.36. — Frein régulateur de descente à vis. Pont roulant de 30 000 kg.

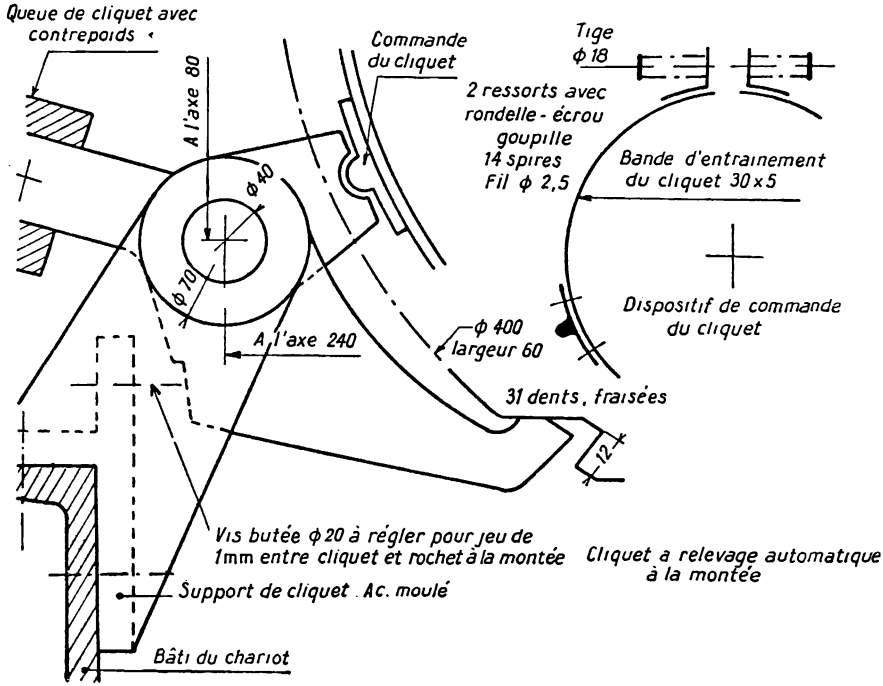


Fig. 3.37

$P = 62\,500$ N, $p = 142$ N/cm², valeur élevée, mais il n'y a pas glissement entre les surfaces de frottement.

Contraintes de torsion et de traction dans le noyau de la vis : $\tau = 15{,}6$ N/mm², $\sigma = 15$ N/mm². Pression entre filets de vis et d'écrou — longueur filetée 170 — 430 N/cm²; la condition de graissage est respectée.

b) *Arrêt de la charge.* — Couple moteur fourni par la charge pendant la période d'arrêt à la descente : $C_c = 1\,100$ m · N. Les frottements entre charge et frein diminuent le couple trouvé au démarrage à la montée.

Équilibre du frein sur le point de tourner dans le sens de la descente :

$$C_c = C_r,$$

avec : $C_r = 2\,PfR, \qquad fR = 35$ mm.

$P = 15\,700$ N, $p = 35{,}6$ N/cm², admissible.

La condition :

$$r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \leqslant fR \text{ donne :}$$

$$20 < 35, \text{ condition vérifiée.}$$

c) *Descente à vitesse constante.* — $C_c = 900$ m · N.

Équilibre du frein : $C_m + C_c = C_r$

avec : $C_r = 2\ PfR.$

Équilibre de l'écrou :

$$C_c = PfR + Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$$

d'où : $P = 16\,400$ N, $p = 37{,}5$ N/cm², admissible.

Équilibre du plateau claveté et arbre :

$$C_m + Pr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) = PfR$$

d'où :

$$\frac{C_m}{C_c} = \frac{fR - r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}{fR + r \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)} = 0{,}27, \text{ acceptable.}$$

$$C_m = 0{,}27 \times 900 = 243 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Puissance absorbée :

$$P = C_r \omega, \qquad \omega = \frac{\pi n}{30} = 15\ \pi \text{ rd/s}.$$

$$P = 42\,500 \text{ W}.$$

Surface de frottement : $2 \times 440 = 880$ cm² ou $0{,}088$ m² ;

donc : $$p v f = \frac{P}{S} = 480 \text{ kW/m}^2$$

valeur acceptable.

Prévoir des nervures de refroidissement et de ventilation sur les plateaux.

Rochet et cliquet (fig. 3.37). — L'effort tangentiel au rochet, pendant la période d'arrêt de la charge, est : $T = 5\,500$ N.

Remarquer que le cliquet est à relevage automatique à la montée de la charge.

Rondelles Belleville. — Elles donnent plus de souplesse au frein et assurent un serrage constant des surfaces de frottement.

3.3.4. Règles de calcul des mécanismes.

Nous donnons quelques éléments des « Règles pour le calcul des appareils de levage » — deuxième fascicule « Mécanismes ».

Les mécanismes des appareils de levage sont classés en quatre groupes. Ce classement tient compte du temps quotidien de fonctionnement de l'appareil et de l'état de sollicitation (sollicitations maximales rarement, moyennement, fréquemment atteintes).

Dans ces sollicitations interviennent bien entendu forces d'inertie, forces de frottement, forces dues au vent le cas échéant (250 N/m²).

Valeur de la contrainte limite admissible $\sigma_a = \dfrac{\sigma_r \cdot}{\text{N.Z}}$

σ_r charge de rupture du matériau.

N coefficient fixé en fonction du groupe dans lequel est classé le mécanisme; N = 1 à 1,4.

Z coefficient fixé suivant le cas de sollicitation :
- — service normal sans vent;
- — service normal avec vent de 250 N/m²;
- — sollicitation exceptionnelles.

Z = 2 à 2,8, majoré de 25 % pour les fontes Ft.

Le produit N.Z. varie ainsi de 2 à 2,92.

Relations entre les contraintes calculées et la contrainte limite admissible σ_a. On désigne par :

σ_t la contrainte calculée à la traction,
σ_c — à la compression,
σ_f — à la flexion,
τ — au cisaillement.

On doit vérifier que :

- — traction pure : $1{,}25\ \sigma_t \leqslant \sigma_a$;
- — compression pure : $\sigma_c \leqslant \sigma_a$;
- — flexion et traction combinées : $1{,}25\ \sigma_t + \sigma_f \leqslant \sigma_a$;
- — flexion et compression combinées : $\sigma_c + \sigma_f \leqslant \sigma_a$.
- — Cisaillement pur : $\sqrt{3}\ \tau \leqslant \sigma_a$;
- — traction, flexion et cisaillement combinés : $\sqrt{(1{,}25\ \sigma_t + \sigma_f)^2 + 3\ \tau^2} \leqslant \sigma_a$;
- — compression, flexion et cisaillement combinés : $\sqrt{(\sigma_c + \sigma_f)^2 + 3\ \tau^2} \leqslant \sigma_a$.

Les « Règles pour le calcul des appareils de levage » traitent également le problème de la vérification des éléments des mécanismes par rapport au flambement, par rapport à la fatigue.

Vient ensuite le calcul d'éléments particuliers tels que roulements, câbles, poulies et tambours, galets de roulement, engrenages, puis le choix des moteurs.

CHAPITRE 4

CRICS — VÉRINS

4.1. Généralités.

Les crics et les vérins constituent une classe particulière des appareils de levage. Ils agissent, par *poussée sur la charge*, alors qu'en général le déplacement d'une charge est obtenu par *traction sur un lien*.

Les crics et les vérins n'assurent de ce fait qu'une faible course de la charge soulevée : 300 à 700 mm.

Principe de construction. — Ces appareils doivent être maniables, donc légers et de faible encombrement, malgré l'importance de la masse à déplacer, plusieurs milliers de kg.

Les contraintes, les pressions entre surfaces en contact, donc l'usure, sont élevées; on conçoit alors l'importance du choix des matériaux à utiliser.

4.2. Crics.

Normes à consulter : E 52-051 et E 52-071. Ils sont construits pour des masses maximales de 15 000 kg et même 20 000 kg, tout en restant des appareils transportables, puisque pour les charges les plus fortes, la masse de l'appareil est encore voisine de 100 kg.

Construction (fig. 4.1). — Le bâti ou fût est en bois consolidé par une armature métallique ou entièrement en tôle.

La crémaillère agit par poussée sur la charge par l'intermédiaire d'une corne — butée de son extrémité supérieure — ou d'une patte à sa partie inférieure.

Réducteur. — C'est un réducteur à un, deux ou trois couples d'engrenages. Un cric peut très bien être conçu avec un réducteur à roue et vis sans fin, mais cette solution reste exceptionnelle.

Organe de sécurité. — Il est constitué très simplement par un mécanisme d'arrêt : rochet et cliquet. Il est cependant possible de prévoir, sans qu'il en résulte une augmentation de poids appréciable, un frein du type manivelle de sûreté.

Calculs. — Nous considérons un cric de 5 000 kg à double engrenage.

Rendement. — Nous avons donc deux couples de roues dentées, plus la liaison pignon-crémaillère qui joue le rôle du tambour dans les appareils de levage courants.

Nous constaterons dans les calculs qui suivent que les pressions entre les surfaces en contact sont élevées; de ce fait, les rendements partiels sont faibles : 0,85.

Rendement global : $\eta = 0{,}85^3$, soit environ : 0,6.

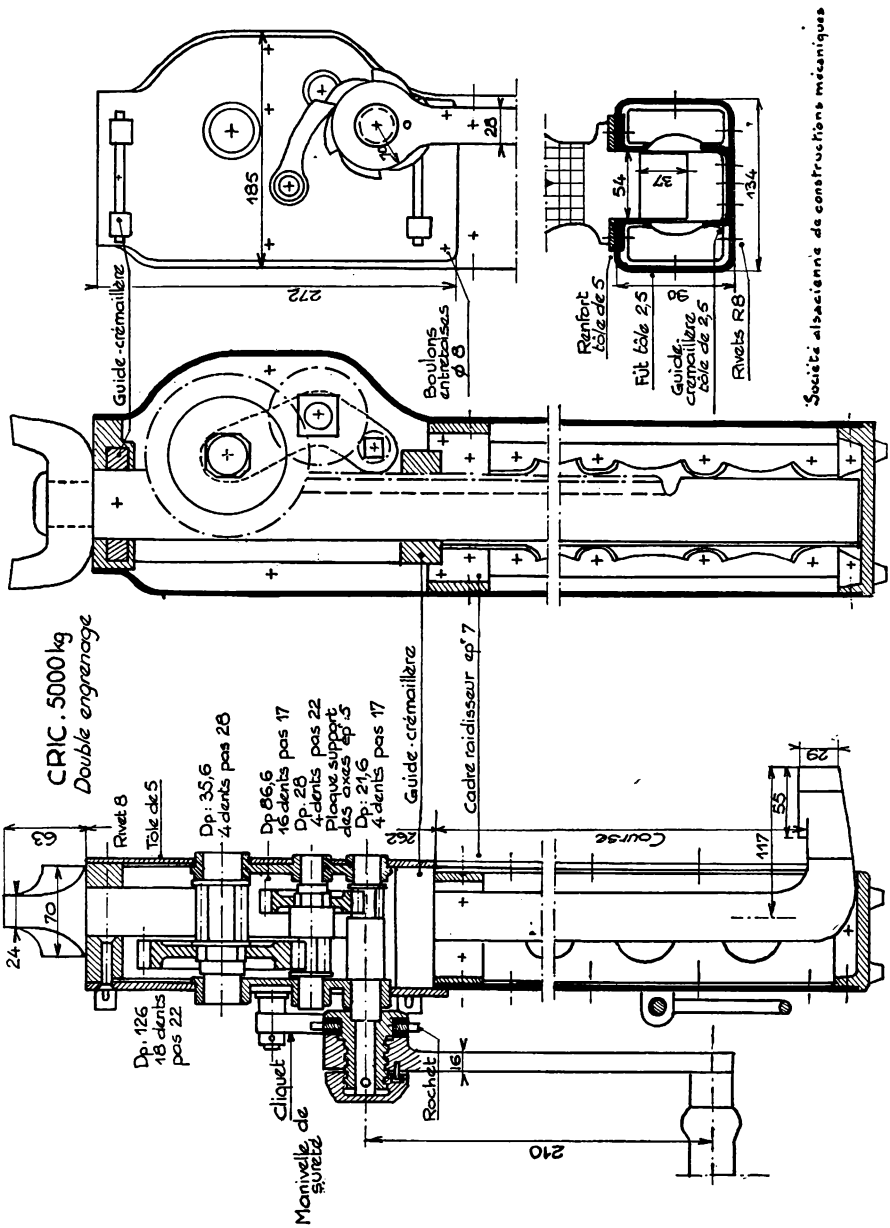

CRIC. 5000 kg
Double engrenage
Rivet 8
Tôle de 5
Dp: 35,6
4 dents pas 28
Dp 86,6
16 dents pas 17
Dp: 28
4 dents pas 22
Plaque support des axes ép 5
Dp: 21,6
4 dents pas 17
Guide-crémaillère
Cadre raidisseur ép 7
Course
Dp: 126
18 dents
pas 22
Cliquet
Manivelle de sûreté
Rochet
210
117
55
Guide-crémaillère
185
272
Boulons entretoises ø 8
Renfort tôle de 5
Fût tôle 2,5
Guide crémaillère tôle de 2,5
Rivets R8
54
37
134
Société alsacienne de constructions mécaniques

Fig. 4.1

Effort à la manivelle F. — Réduction des deux couples d'engrenages :

$$x = \frac{4}{16} \times \frac{4}{18} = \frac{1}{18}.$$

Réduction manivelle-pignon de crémaillère :

$$\frac{35{,}6}{2} \cdot \frac{1}{210} = \frac{1}{11{,}5}.$$

$F = 50\,000 \cdot \frac{1}{11{,}5} \cdot \frac{1}{18} \cdot \frac{1}{0{,}6} = 400$ N, effort élevé, justifié par le fait que la charge maximale est rarement atteinte.

Dentures. — Pour réduire l'encombrement du réducteur, le nombre des dents des pignons est de quatre, d'où tracé particulier de la denture. Voir tome IV, paragraphe 60.

Crémaillère (fig. 4.2). — Elle travaille à la compression uniforme sous la charge $Q = 50\,000$ N,

d'où : $$\sigma_1 = \frac{50\,000}{35{,}5 \times 37} = 38 \text{ N/mm}^2$$

et à la flexion : $M_f = Qh = 50\,000 \times 29{,}15 = 1\,457\,500$ mm · N ;

$$\frac{I}{v} = \frac{37 \times 35{,}5^2}{6} = 7\,750 \text{ mm}^3$$

d'où $$\sigma_2 = 188 \text{ N/mm}^2.$$

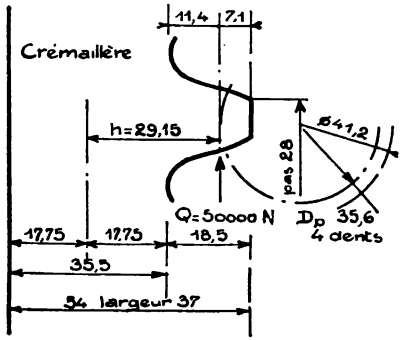


Fig. 4.2

La contrainte maximale de compression dans les fibres opposées à la denture est alors : $\sigma = 188 + 38 = 226$ N/mm².

Denture de la crémaillère. — La force Q est supposée s'exercer à l'extrémité de la dent.

Moment de flexion : $M_f = 50\,000 \times 18{,}5 = 925\,000$ mm · N. Épaisseur de la dent : la forme de la dent du pignon permet de donner à la dent de la crémaillère une épaisseur à la racine supérieure au demi-pas, soit ici 24 mm :

$$\frac{I}{v} = \frac{37 \times 24^2}{6} = 3\,550 \text{ mm}^3.$$

Contrainte : $$\sigma = 260 \text{ N/mm}^2.$$

Les contraintes sont donc très élevées, de même que les pressions entre surfaces en contact, causes d'usure. Choisir, soit un acier extra-doux XC10 à grand allongement, avec des surfaces de contact cémentées et trempées, soit un acier spécial de cémentation au Ni-Cr 16NC6, de nuance douce, donc à grand allongement.

Notons d'ailleurs que la denture des pignons est une denture gardée, le métal laissé à chaque extrémité entretoise les dents et augmente leur résistance (fig. 4.3).

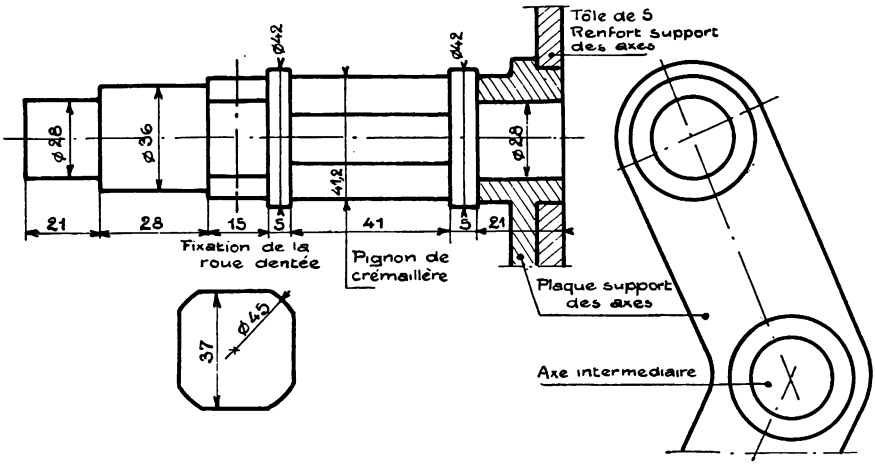


Fig. 4.3

La pression diamétrale dans les portées est également importante. Nous trouvons ainsi dans les portées du pignon de crémaillère une pression diamétrale de 4 500 N/cm².

Remarquons enfin que les roues dentées ne sont pas clavetées sur les axes, mais assemblées par emmanchement prismatique, en raison de l'effort tangentiel trop élevé.

4.3. Vérin.

4.3.1. Vérin à vis. — Normes à consulter : E 52-052 et 072. Le déplacement vertical de la charge, ici encore sur une faible hauteur, 250 à 350 mm, est assuré par un mécanisme vis-écrou.

Les règles de construction énoncées dans l'étude des crics restent valables : maniabilité, légèreté, encombrement faible, malgré l'importance de la masse à soulever, jusqu'à 25 000 kg.

Ces appareils sont utilisés plus spécialement pour la mise en place, le réglage, le calage de pièces lourdes, à l'atelier ou sur le chantier. Notons, à ce sujet, que le vérin à glissière permet de plus un déplacement horizontal de la charge, facilitant ainsi le réglage de sa position.

Construction. — *Calculs* (fig. 4.4). — La vis est irréversible, donc : $\alpha < \varphi$.

α : angle d'inclinaison de l'hélice moyenne du filet.

φ : angle de frottement, 5 à 6°, $\operatorname{tg} \varphi \approx 0{,}1$, cas du frottement acier sur bronze avec graissage sommaire.

C'est donc toujours une vis à un filet par pas, filet carré ou trapézoïdal, comme il est de règle dans les vis à transformation de mouvement.

Il n'y a donc pas à prévoir d'organe de sécurité; simplicité et poids de l'appareil y gagnent, mais le rendement est faible.

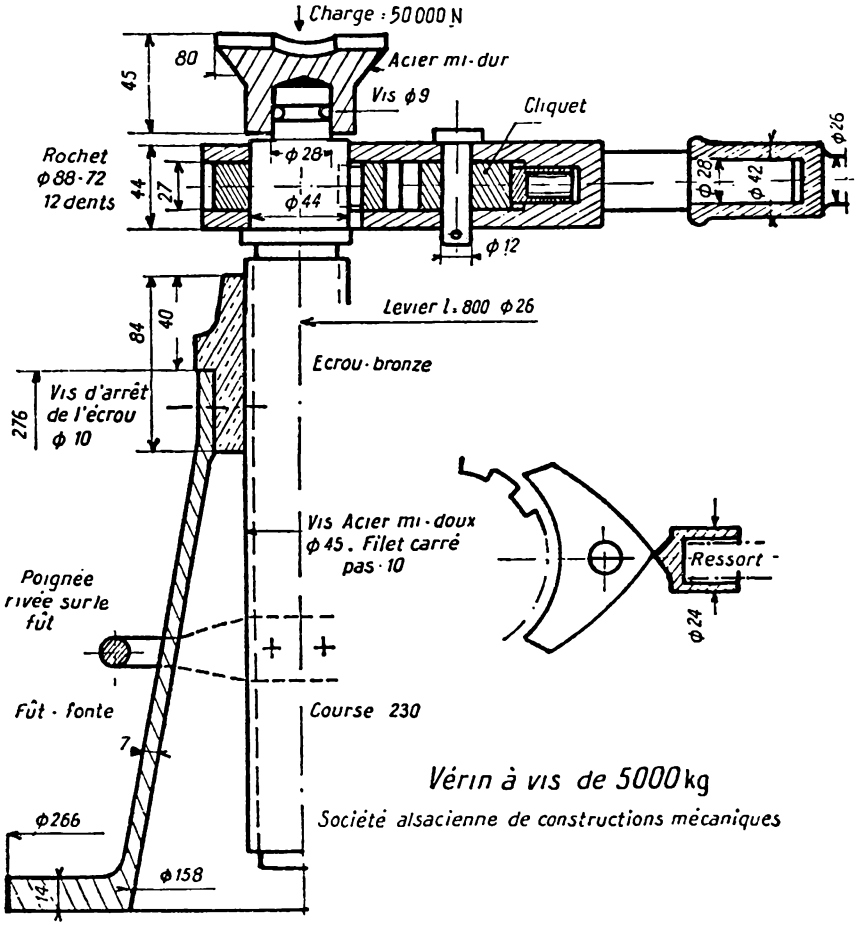


Fig. 4.4. — Vérin à vis de 5 000 kg (Société alsacienne de constructions mécaniques).

Rendement. — Si nous ne tenons pas compte des frottements, le travail dépensé pour soulever la charge Q de h mm, pas de la vis, est :

$$W_1 = Qh \quad \text{ou} \quad Q \cdot \pi d_m \operatorname{tg} \alpha.$$

d_m : diamètre moyen de la vis.

Or, il y a frottement, d'une part entre vis et écrou, d'autre part dans la butée entre charge et extrémité de la vis. Ce travail devient alors :

$$W_2 = Q \cdot \pi d_m \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) + QfR \cdot 2\pi.$$

R : rayon moyen de la butée.
$f = 0{,}1$, acier sur acier, graissage sommaire.
QfR représente donc le couple de frottement.
$QfR \cdot 2\pi$ représente le travail de ce couple pour un tour de la vis.
Nous trouvons ainsi pour le vérin de charge $Q = 50\,000$ N :

$$d_m = 0{,}04 \text{ m}, \quad h = 0{,}01 \text{ m}, \quad \operatorname{tg}\alpha = 0{,}0795, \quad \alpha = 4^\circ\,30'.$$

$$W_1 = 500 \text{ J}.$$

Avec : $\varphi = 6^\circ$, $\operatorname{tg}\varphi = 0{,}105$, $\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 0{,}185$.

$$Q\pi d_m \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 1\,170 \text{ J}.$$

$$R = 0{,}075 \text{ m}, \qquad f = 0{,}1.$$

$$QfR \times 2\pi = 235 \text{ J}.$$

Total : $W_2 = 1\,405$ J.

Rendement : $\eta = \dfrac{500}{1\,405} = 0{,}36$, donc rendement très faible.

Nous exprimerons ce rendement de la façon suivante :

$$\eta = 0{,}8 \text{ à } 0{,}9 \, \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)},$$

le coefficient 0,8 à 0,9 tenant compte des frottements dans la butée.

Effort moteur. — Le couple moteur à exercer suivant l'axe de la vis est :

$$C_m = \frac{W_2}{2\pi} \text{ ou } \frac{Qr \operatorname{tg}\alpha}{\eta} \text{ ou } \frac{Qr \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{0{,}8 \text{ à } 0{,}9}.$$

r : rayon moyen de la vis.
$C_m = 217$ m · N.
Effort à l'extrémité du levier de longueur 0,8 m :

$$F = 270 \text{ N}.$$

A la descente de la charge, le couple à exercer suivant l'axe de la vis devient :

$$-Qr \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - QfR = -17 - 37{,}5,$$

$$= -54{,}5 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

Effort au levier : $F = 70$ N.

Calcul de la vis. — Elle travaille à la compression et à la torsion.

Compression : $\sigma = \dfrac{Q}{S}$.

S = section du noyau.

$$\sigma = 52 \text{ N/mm}^2.$$

Torsion : $C = Qr \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$. Remarquer ici que le couple de frottement dans la butée n'agit pas sur le noyau de la vis.

$$C = 185\,000 \text{ mm} \cdot \text{N}$$

d'où : $\tau = 22 \text{ N/mm}^2$.

Contrainte idéale normale (hypothèse de Coulomb) :

$$\sigma_i = \sqrt{n^2 + 4\tau^2} ;$$

$$\sigma_i = 68 \text{ N/mm}^2.$$

Ces contraintes justifient l'emploi d'acier C20 ou C35.

La vérification au flambage n'est, en général, pas nécessaire.

Ecrou. — Il reçoit de la vis un couple $Qr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$, donc prévoir un dispositif d'arrêt en rotation.

L'écrou est généralement en bronze U-E12P, parfois en fonte Ft20.

Calculer la hauteur de cet écrou de telle façon que la pression entre filets soit de l'ordre de :

1 000 N/cm² : acier sur bronze.

600 N/cm² : acier sur fonte.

Dans l'exemple donné, nous trouvons ainsi, pour une hauteur d'écrou de 84 mm : $p = 940$ N/cm².

Fût. — Fonte Ft20, tôle ou acier moulé A48M.

Vérin à glissière (fig. 4.5). — La vis du mouvement transversal, également en acier C35, supporte un effort de traction ou de compression :

$F = Qf$, avec : $f = 0{,}1$ et même 0,12, le graissage pouvant être négligé. Une butée doit être prévue pour supporter cet effort.

Elle est soumise, de plus, au couple de torsion :

$$C = \frac{Fr \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}{0{,}8 \text{ à } 0{,}9}.$$

Dans l'exemple donné :

$$F = 150\,000 \times 0{,}12 = 18\,000 \text{ N}.$$

$$\alpha = 10^{\circ}\,15', \quad \varphi = 6^{\circ}, \quad r = 17{,}5 \text{ mm}.$$

$$C = 107\,000 \text{ mm} \cdot \text{N}.$$

4.3.2. Vérins hydrauliques (fig. 4.6). — Une pompe de pression à main, fixée sur le vérin ou indépendante, permet de refouler de l'eau ou de l'huile sous un piston qui supporte la charge.

Ils se construisent couramment pour le levage de masses jusqu'à 300 000 kg et une course de 100 à 300 mm.

EXEMPLE. — Vérin avec pompe à huile et bâche fixées à l'appareil :

Masse soulevée	100 000 kg
Course	160 mm
Masse de l'appareil	100 kg
Vitesse de montée de la charge	0,10 m/mn

Ces appareils sont utilisés pour le calage et le réglage de charges importantes : poutres d'un pont par exemple. Comme les vérins à vis, ils peuvent être montés sur glissière, permettant ainsi un déplacement horizontal de la charge.

Construction. — Calculs. — La figure 4.6 représente un vérin à glissière dont les caractéristiques sont :

Masse soulevée	50 000 kg
Course verticale	300 mm
Course horizontale	500 mm
Masse du vérin	150 kg

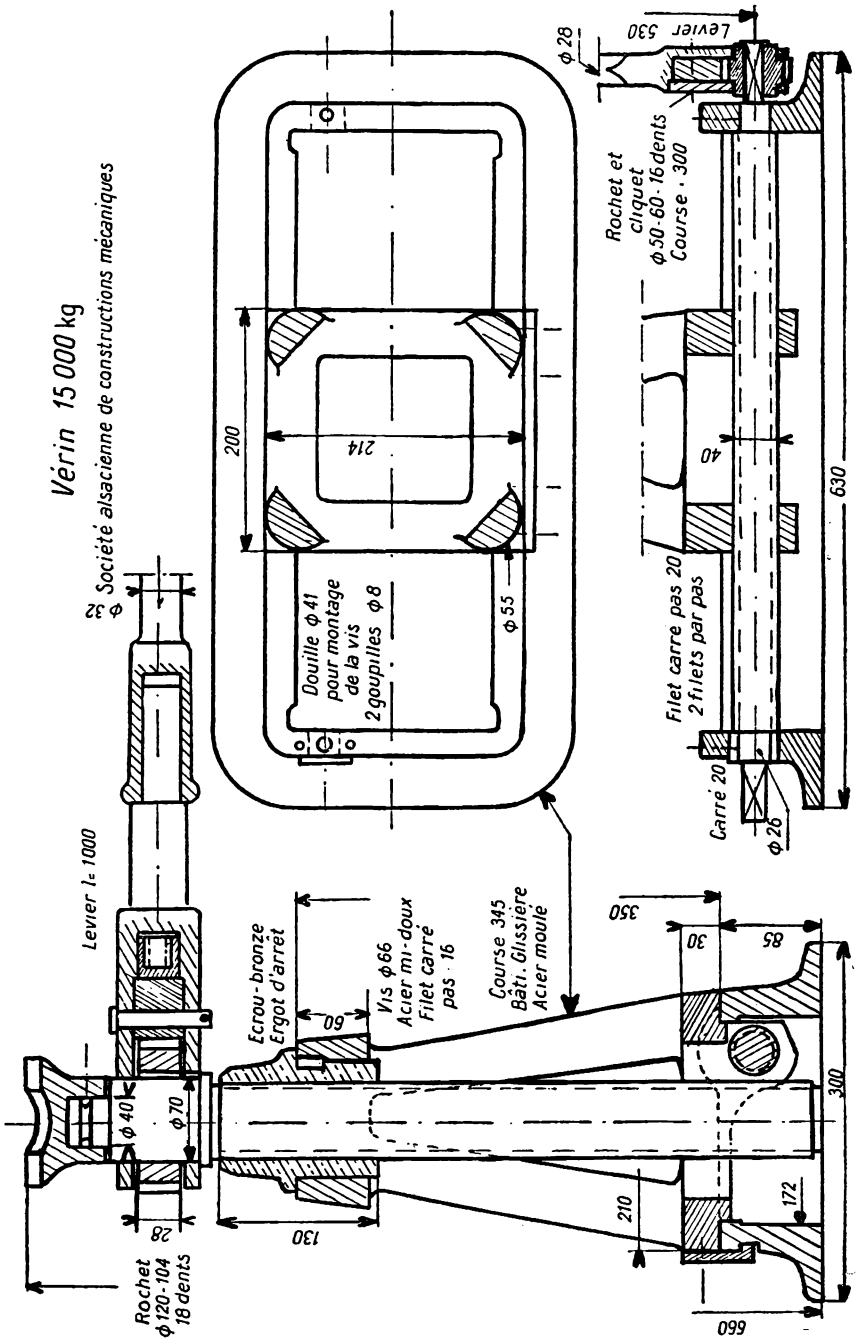
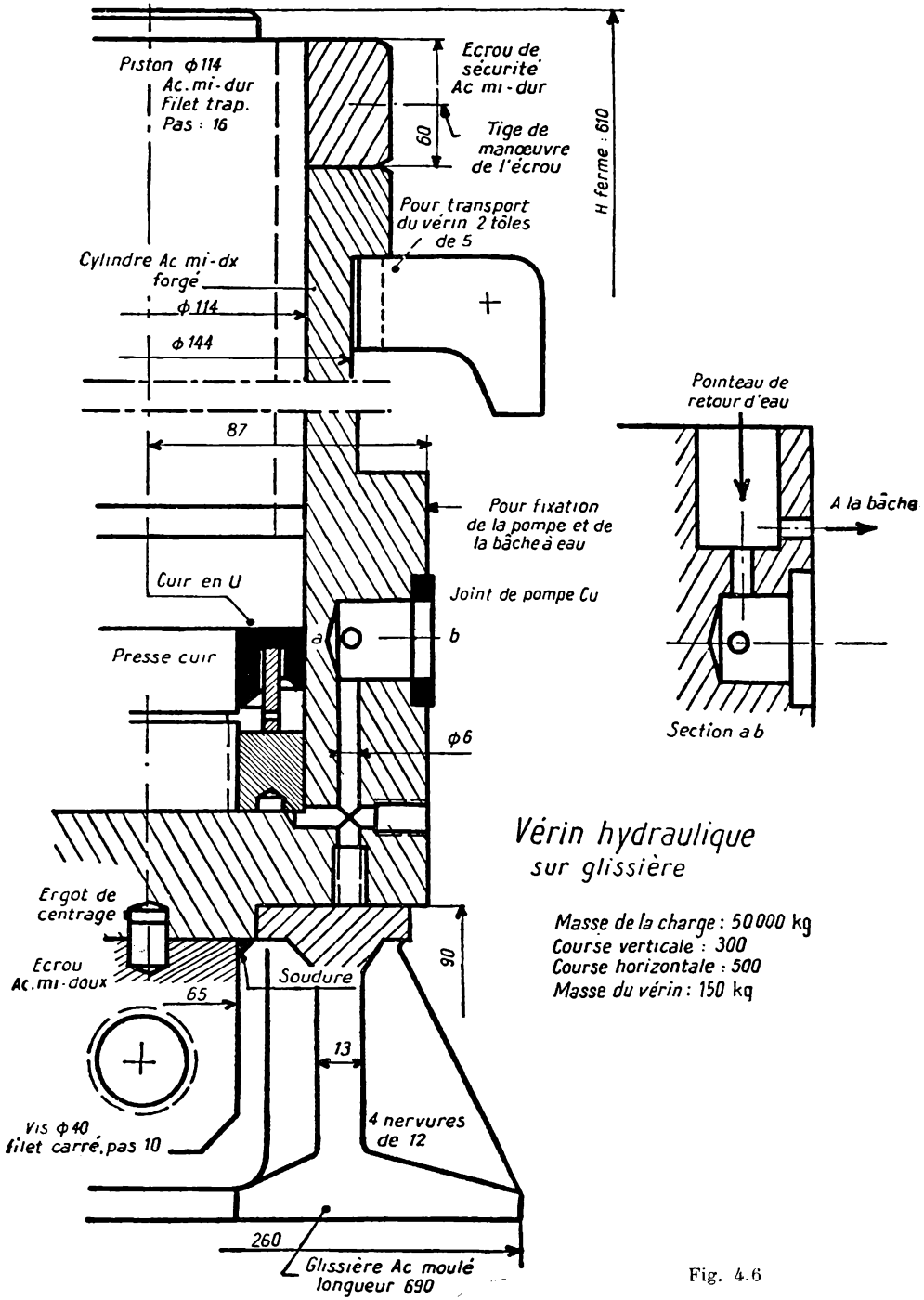

Vérin 15 000 kg
Société alsacienne de constructions mécaniques
Levier l: 1000
Rochet ϕ 120-104 18 dents
28
ϕ 40
ϕ 70
ϕ 32
Écrou-bronze Ergot d'arrêt
60
Vis ϕ 66 Acier mi-doux Filet carré pas 16
Course 345 Bâti. Glissière Acier moulé
130
Douille ϕ 41 pour montage de la vis 2 goupilles ϕ 8
200
214
ϕ 55
350
30
85
210
172
300
660
ϕ 28
Levier 530
Rochet et cliquet ϕ 50-60-16 dents Course · 300
40
630
Filet carré pas 20 2 filets par pas
Carré 20
ϕ 26

Fig. 4.5



Vérin hydraulique sur glissière

Masse de la charge : 50 000 kg
Course verticale : 300
Course horizontale : 500
Masse du vérin : 150 kg

Fig. 4.6

Cylindre. — Alésage 114. La pression du fluide est donc : $p = 5\,000$ N/cm². La pression extérieure, pression atmosphérique, est négligeable. Un élément de paroi est soumis aux contraintes (fig. 4.7) :

σ_t = suivant la tangente à la circonférence.

σ_r = suivant un rayon.

r_e et r_i étant les rayons extérieur et intérieur de la paroi, nous avons :

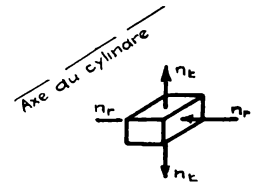


Fig. 4.7

Paroi intérieure du cylindre :

$$n_r = -p \text{ compression.}$$

$$n_t = p\,\frac{r_e^2 + r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \text{ traction.}$$

En écrivant : $r_e = r_i + e$, e = épaisseur du cylindre, on retrouve la formule de Lamé : $e = r_i\left(\sqrt{\dfrac{\sigma_t + p}{\sigma_t - p}} - 1\right)$ (tome I, § 62), qui permet de calculer e en fonction de r_i, p, σ_t ou R_s.

Paroi extérieure du cylindre :

$$\sigma_r = 0\,;$$

$$\sigma_t = p\,\frac{2\,r_i^2}{r_e^2 - r_i^2} \text{ traction.}$$

Remarquer que, lorsque r_e et r_i peuvent être confondus, cas d'une paroi mince,

$$r_e = r_i = \frac{D}{2},$$

$r_e - r_i = e$ épaisseur,

nous retrouvons la formule connue : $\sigma_t = \dfrac{p\,D}{2\,e}$.

Nous trouvons ainsi :

$\sigma_t = 217$ N/mm², contrainte maximale sur la paroi intérieure.

Nous n'avons pas à craindre ici de chocs ou d'action dynamique de la charge; nous choisissons un acier C35 ou C45 :

$$R_r = 600 \text{ N/mm}^2, \qquad R_e = 300 \text{ N/mm}^2.$$

Sécurité. — La charge doit être maintenue en place malgré le cas de rupture d'un organe de la pompe, ou simplement en cas de fuite du liquide. C'est le rôle de l'écrou de sécurité.

Etanchéité. — Elle est assurée par un cuir embouti, d'un emploi général : cuir-calotte ou cuir en U.

Limiteur de course. — En fin de course du plongeur de vérin, un orifice de retour à la bâche est démasqué dans la paroi du pot de presse; on imaginera facilement une telle disposition sur l'appareil représenté figure 4.6. Le trou de fuites de l'appareil de la figure 4.9 peut jouer ce rôle, à condition toutefois que son axe soit descendu suffisamment.

Descente de la charge. — Un pointeau de retour, commandé à la main, supprime la pression dans le pot de presse (fig. 4.6, section *a b*).

Pompe (fig. 4.8). — La pression est élevée, le débit est nécessairement faible; le diamètre du piston en particulier dépend de l'effort limite à exercer à l'extrémité du levier.

Dans le cas étudié :

Diamètre du piston : 18; section : 2,54 cm²; effort : 12 700 N. A l'extrémité du levier $F = 12\,700 \cdot \frac{30}{800} = 500$ N.

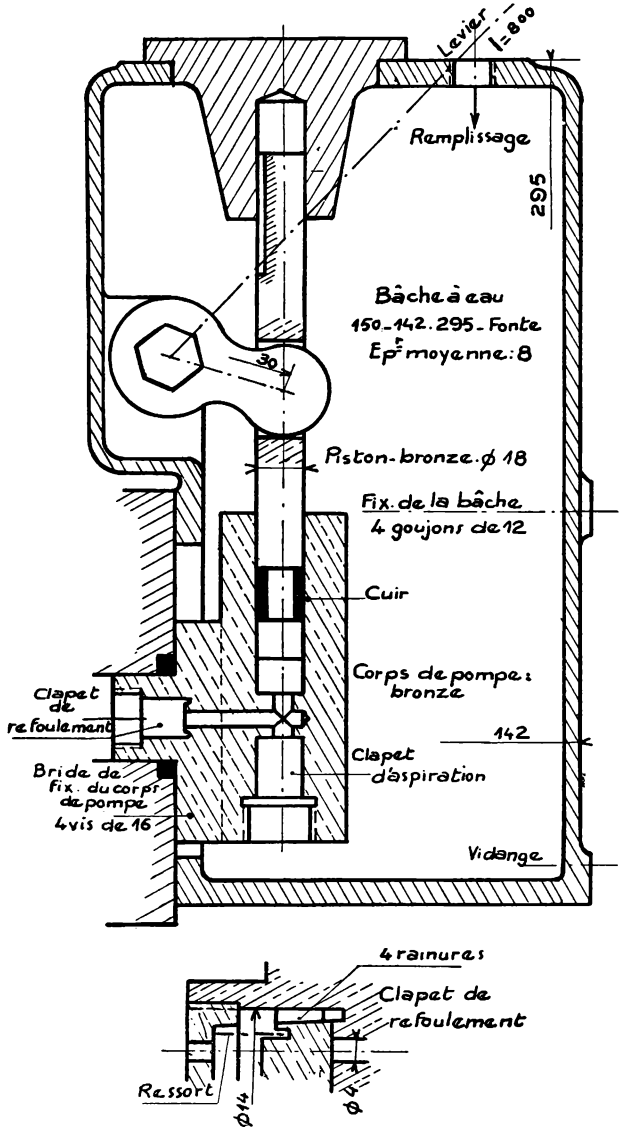


Fig. 4.8

Une course du piston de 25 mm nécessite un déplacement de 650 mm de l'extrémité du levier.

Notons enfin que toutes les canalisations sont forées dans le cylindre ; des bouchons en cuivre ou en acier extra-doux, filetés et légèrement rivés, en assurent la fermeture, là où c'est nécessaire.

La figure 4.9 représente un vérin de 75 000 kg. Noter la position de la pompe et remarquer que le levier est orientable; la manœuvre est donc toujours possible quels que soient les formes et l'encombrement de la charge à soulever.

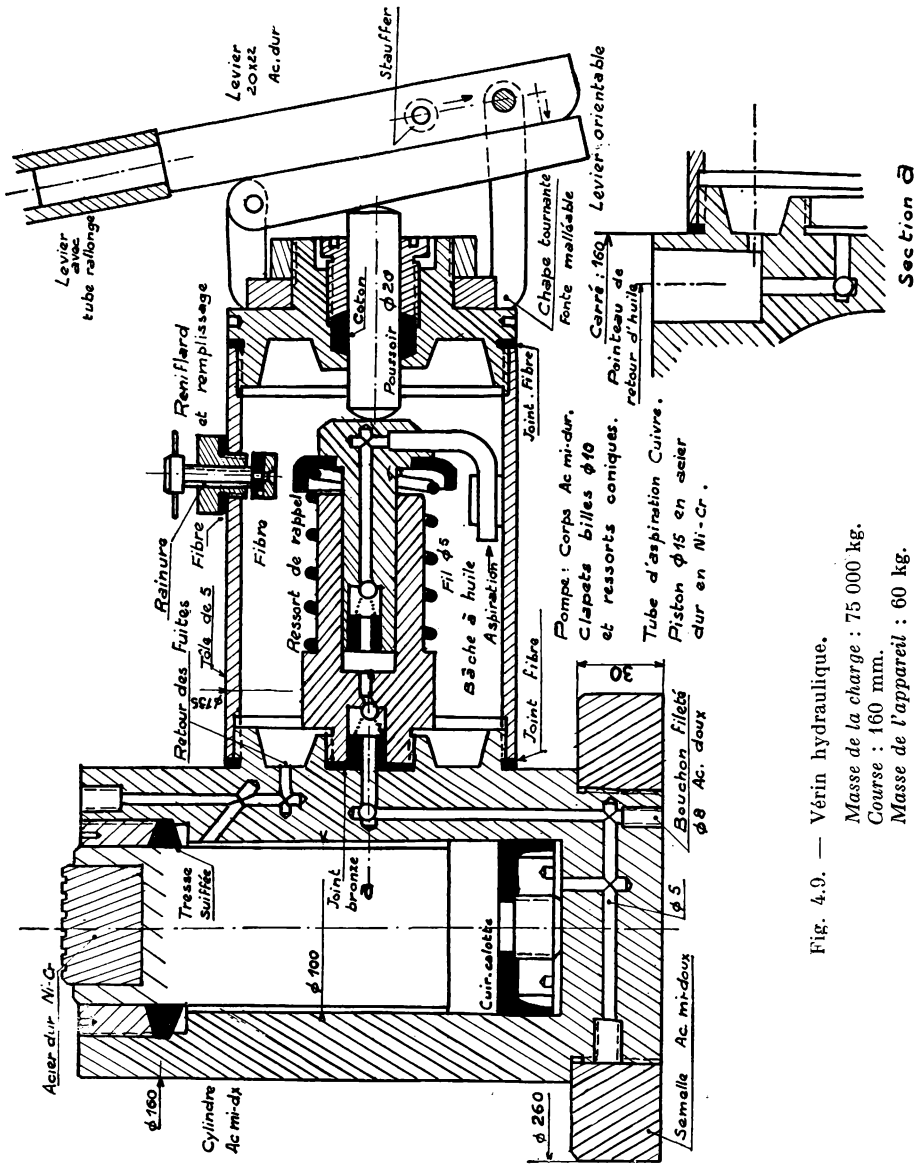


Fig. 4.9. — Vérin hydraulique.
Masse de la charge : 75 000 kg.
Course : 160 mm.
Masse de l'appareil : 60 kg.

CHAPITRE 5

PALANS — TREUILS

5.1. Généralités.

Nous commençons ici l'étude des appareils de levage dans lesquels l'effort moteur est transmis à la charge par un lien : câble ou chaîne.

Le type du réducteur employé caractérise seul l'appareil. La manœuvre est, en général, à bras ; nous signalerons les exceptions au cours de cette étude.

Les palans et les treuils sont des appareils de levage de petite et moyenne puissance, de ce fait très employés dans les ateliers de l'artisan, de la petite industrie ou sur les chantiers.

5.2. Palans ordinaires.

Ils sont constitués par une combinaison de poulies fixes et mobiles.

Nous avons déterminé, paragraphe 2.1.5, le rendement d'une poulie fixe et d'une poulie mobile :

Poulie fixe : $F = Q\dfrac{1}{\eta}$; $F = Q\alpha$; $\eta = \dfrac{1}{\alpha}$.

Poulie mobile : $F = \dfrac{Q}{2}\cdot\dfrac{1}{\eta}$; $F = Q\dfrac{\alpha}{1+\alpha}$; $\eta = \dfrac{1}{2}\dfrac{1+\alpha}{\alpha}$.

Palan à deux poulies, l'une fixe, l'autre mobile (fig. 5.1).

Sans frottement nous aurions : $F = \dfrac{Q}{2}$.

Avec frottement : $F = \dfrac{Q}{2}\cdot\dfrac{1}{\eta}$.

η : rendement du palan.

Or : $F = F_1\alpha$ et $F_1 = F_2\alpha$,

de plus, $F_1 + F_2 = Q$.

Il vient : $F = Q\cdot\dfrac{\alpha^2}{1+\alpha}$ donc : $\eta = \dfrac{1}{2}\dfrac{1+\alpha}{\alpha^2}$.

Palan à trois poulies, deux poulies fixes, une poulie mobile (fig. 5.2).

Il vient : $F = \dfrac{Q}{3}\cdot\dfrac{1}{\eta}$, $F = Q\cdot\dfrac{\alpha^3}{1+\alpha+\alpha^2}$.

$$\eta = \frac{1}{3}\frac{1+\alpha+\alpha^2}{\alpha^3}.$$

D'une façon générale, *palan à n poulies :*

$$F = \frac{Q}{n}\cdot\frac{1}{\eta}, \qquad F = Q\cdot\alpha^n\frac{\alpha-1}{\alpha^n-1}, \qquad \eta = \frac{1}{n\alpha^n}\cdot\frac{\alpha^n-1}{\alpha-1}.$$

Le terme $\frac{\alpha^n - 1}{\alpha - 1}$ représente la somme d'une progression géométrique dont le premier terme est 1 et la raison α.

Le chemin parcouru par le brin moteur est ici : $l = nh$.

h : hauteur d'élévation de la charge Q.

Nous trouvons ainsi pour un plan à chaîne à quatre poulies, avec $\alpha = 1{,}06$, $\eta = 0{,}84$.

Pour un palan à câble métallique à quatre poulies, avec $\alpha = 1{,}04$, $\eta = 0{,}88$.

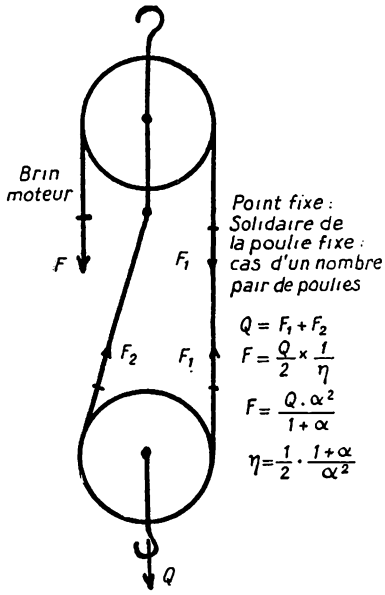


Fig. 5.1

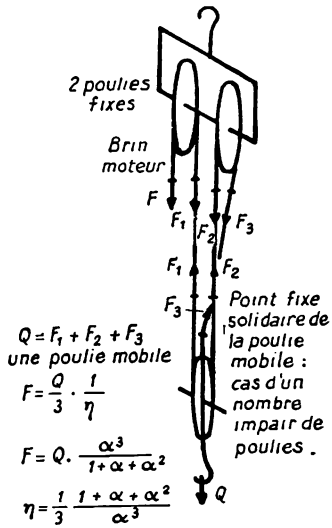


Fig. 5.2

Construction (fig. 5.3). — Le palan se compose de deux moufles à bâti en tôle.

Les poulies, toutes de même diamètre, tournent sur l'axe fixe ; c'est d'ailleurs ici une nécessité puisque les poulies ont des vitesses différentes.

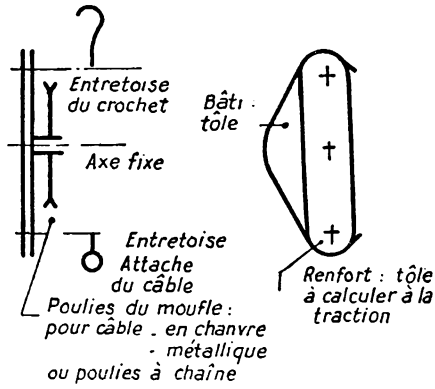


Fig. 5.3

Le nombre des poulies d'un moufle est au maximum de quatre. Remarquons enfin que, en raison des frottements, la tension du brin varie suivant la poulie considérée. La résultante de ces tensions est bien égale à Q, mais sa droite d'action n'est pas confondue avec Q ; le moufle prend alors une position oblique par rapport à la verticale.

5.2.1. Palan différentiel Weston (fig. 5.4). — Normes à consulter : E 52-022, 041 et 045.

Les palans ordinaires décrits ci-dessus ne comportent pas, en général, d'organe de sécurité, pas de frein; la charge ne peut donc être maintenue dans une position quelconque que si l'on exerce constamment l'effort F sur le brin moteur.

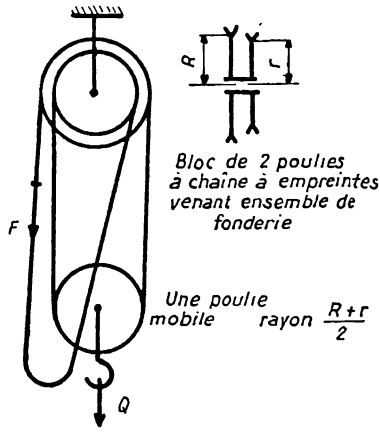


Fig. 5.4

Le palan Weston est irréversible et d'un encombrement moindre que le palan ordinaire pour une charge Q donnée.

Les rayons R et r du bloc des deux poulies à chaîne à empreintes sont peu différents. L'un des brins supportant la charge s'enroule sur la poulie de rayon R et l'autre sur la poulie r.

Si nous ne tenons pas compte des frottements, l'équation d'équilibre du bloc des deux poulies est :

$$F_0 \cdot R + \frac{Q}{2} r = \frac{Q}{2} R \; ; \qquad F_0 = \frac{Q}{2}\left(1 - \frac{r}{R}\right).$$

En réalité :

$$F = \frac{Q}{2\eta}\left(1 - \frac{r}{R}\right).$$

η : rendement.

En agissant sur le rapport $\frac{r}{R}$, on peut obtenir une valeur de F aussi faible que l'on veut.

Or : $\frac{r}{R} = \frac{n}{N}$, n, N, nombre des dents ou empreintes des poulies.

$= \frac{10}{11} \ldots\ldots \frac{14}{15}$, n et N différant d'une unité.

Par contre, le rendement est faible, voisin de 0,5, en raison de frottements importants entre chaîne et poulies à empreintes. Le chemin parcouru par le brin moteur est, en effet, considérable : $l = \dfrac{2h}{1 - \dfrac{n}{N}}$.

h : levée de la charge Q.

Pour : $h = 1$ m et $\dfrac{n}{N} = \dfrac{11}{12}$, $l = 24$ m.

Rendement (fig. 5.5). — Équilibre du bloc des poulies fixes

$$FR + F_2 r = F_1 R.$$

Considérons la poulie mobile; nous savons que :

$$F_1 = Q\frac{\alpha}{1+\alpha}, \qquad F_2 = \frac{Q}{1+\alpha}, \qquad \text{paragraphe 2.1.5.}$$

Mais en réalité le brin F_2 n'est pas attaché à un point fixe, mais se déroule sur la petite poulie fixe, d'où nécessité de multiplier par α pour tenir compte du frottement sur cette poulie.

$$F_1 = Q\frac{\alpha^2}{1+\alpha}. \quad \text{Or :} \quad F_1 + F_2 = Q,$$

d'où :

$$F_2 = Q\,\frac{1+\alpha-\alpha^2}{1+\alpha}.$$

Il vient :

$$FR = Q\left[\frac{R\alpha^2 - r(1+\alpha-\alpha^2)}{1+\alpha}\right].$$

Or : $1 + \alpha - \alpha^2$ est voisin de 1.

$$F = Q\,\frac{\alpha^2 - \dfrac{r}{R}}{1+\alpha} \qquad \text{avec :} \qquad \frac{r}{R} = \frac{n}{N}.$$

Rendement :

$$\eta = \frac{F_0}{F} = \frac{1+\alpha}{2}\,\frac{1-\dfrac{n}{N}}{\alpha^2 - \dfrac{n}{N}}.$$

Avec :

$$\frac{n}{N} = \frac{11}{12} \quad \text{et} \quad \alpha = 1{,}06 \; ; \quad \eta = 0{,}43.$$

Pour : $Q = 5\,000$ N. $F = 480$ N.

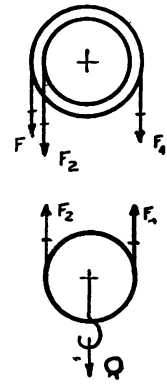


Fig. 5.5

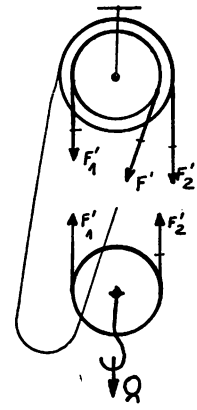


Fig. 5.6

Descente de la charge. — Soit F' l'effort à exercer (fig. 5.6).

Équilibre du bloc des deux poulies fixes :

$$F'r + F_2'R = F_1'r.$$

La poulie mobile nous donne :

$$F_1' = Q\,\frac{\alpha^2}{1+\alpha}, \qquad F_2' = Q\,\frac{1+\alpha-\alpha^2}{1+\alpha}.$$

Il vient : $$F' = Q\,\frac{\alpha^2 - \dfrac{R}{r}}{1+\alpha} \quad \text{avec :} \quad \frac{R}{r} = \frac{N}{n}.$$

Nous trouvons ainsi, pour $\dfrac{N}{n} = \dfrac{12}{11}$, $\alpha = 1{,}06$, $Q = 5\,000$ N, $F' = 70$ N.

Le palan n'est évidemment irréversible que si :

$$\alpha^2 - \frac{N}{n} > 0 \quad \text{ou :} \quad \alpha^2 > \frac{N}{n}.$$

Dans le cas étudié : $\alpha^2 = 1{,}06^2 = 1{,}12$

et : $$\frac{N}{n} = \frac{12}{11} = 1{,}09.$$

Les palans Weston se construisent pour le levage de masses jusqu'à 4 000 kg mais, pour les fortes masses, un réducteur supplémentaire est nécessaire. Une roue dentée vient de fonderie avec le bloc des deux poulies; elle est commandée par pignon calé sur l'arbre d'un volant de manœuvre.

EXEMPLE. — *Palan Weston de* 500 kg. — Les données du constructeur sont : $F = 500$ N.

Longueur de chaîne développée pour une élévation de la charge de 1 m : $l = 18$ m.

Quel est le rendement de l'appareil ?

Travail utile : $\approx 5\,000$ J.

Travail dépensé : $18 \times 500 = 9\,000$ J.

Rendement : $\eta = 0{,}55$.

Le rapport $\dfrac{n}{N}$ donné par la formule $l = \dfrac{2h}{1 - \dfrac{n}{N}}$ est égal à $\dfrac{8}{9}$.

En prenant pour α la valeur 1,06, le rendement calculé d'après la formule établie serait : 0,51.

5.3. Palan à vis.

Normes à consulter : E 52-020, 021, 041 et 044 (fig. 5.7). — Dans ces appareils, le réducteur est à roue hélicoïdale et vis sans fin, avec les avantages correspondants : faible encombrement, faible poids pour une réduction importante (§ 2.3.1). Mais nous avons vu également que le rendement était faible pour les petites valeurs de α, que la vis était irréversible si $\alpha < \varphi$ soit $\alpha = 4$ à 6°, que par conséquent, dans ce cas, un frein n'était pas nécessaire.

Remarquons toutefois que des variations dans la valeur de l'angle de frottement φ peuvent produire la réversibilité d'un appareil primitivement irréversible.

Ces palans sont en général réversibles; il en résulte une amélioration du rendement. Un frein associé à la vis maintient la charge à l'arrêt et régularise la descente.

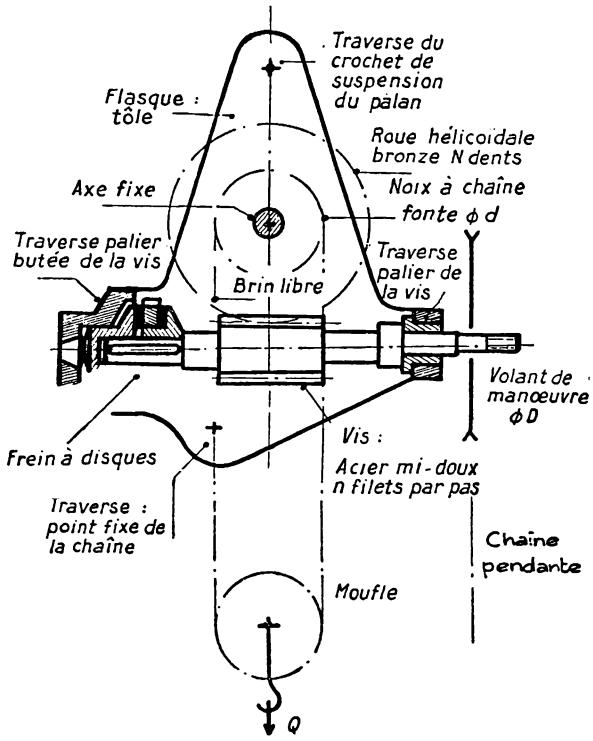


Fig. 5.7

Construction. — Calculs. — Bâti. — Il est constitué par deux flasques en tôle entretoisée par :

— la traverse du crochet de suspension du palan ;
— la traverse du point fixe ;
— l'axe de la roue hélicoïdale ;
— les paliers de la vis.

Vis. — Elle est en acier C35 ou C45 ; $\alpha = 18$ à $20°$, deux filets par pas.

Roue hélicoïdale. — En fonte Ft25 ou mieux en bronze U-E12P, donnant un coefficient de frottement tg φ moins élevé.

Noix à chaîne. — En fonte Ft25, calée sur la roue hélicoïdale par emmanchement prismatique (fig. 5.8). L'ensemble constitué par la roue et la noix tourne donc sur un axe fixe qui, ainsi,

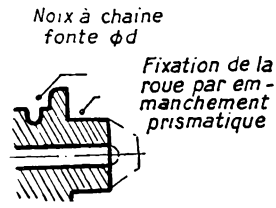


Fig. 5.8

ne travaille pas à la torsion. Le clavetage de ces organes sur l'axe serait d'ailleurs délicat en raison de l'importance de l'effort tangentiel.

Frein. — Il est du type à cône ou à lamelles (§ 3.3.2).

Rendement. — Le réducteur seul a un rendement $= 0{,}9 \dfrac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)}$, mais il faut tenir compte du frottement de la poulie mobile et de la noix.

Pour : $\alpha = 18°$, $\varphi = 6°$, $0{,}9 \dfrac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)} = 0{,}66$.

Avec une vis irréversible : $\alpha = 5°$, $\varphi = 6°$, nous aurions $0{,}9 \dfrac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \varphi)} = 0{,}40$. Le rendement total serait donc : $\eta = 0{,}55$ à $0{,}60$ dans le premier cas et 0,35 dans le deuxième.

Réduction. — Du réducteur : $\dfrac{n}{N} = \dfrac{\text{nombre de filets par pas de la vis}}{\text{nombre de dents de la roue}}$.

Du moufle : $\dfrac{1}{2}$.

Du volant de manœuvre et de la noix : $\dfrac{d}{D} = \dfrac{\text{diamètre de la noix}}{\text{diamètre du volant}}$.

Réduction totale : $x = \dfrac{1}{2} \cdot \dfrac{n}{N} \cdot \dfrac{d}{D}$.

Effort moteur sur la chaîne pendante : $F = Q \cdot x \cdot \dfrac{1}{\eta}$.

Pour 1 m d'élévation de la charge, la longueur de chaîne pendante à développer est de : $l = \dfrac{1}{x}$ m.

Les palans à vis se construisent pour des masses jusqu'à 25 000 kg; mais au-delà d'une masse de 5 à 6 000 kg, il est nécessaire de prévoir deux, puis trois noix à chaîne. On associe ainsi au réducteur à roue et vis sans fin un palan ordinaire à quatre ou six poulies.

Exemples : 1° *Palan à vis de* 1 500 kg. — Une seule noix à chaîne (palan à deux poulies). Vis à un filet par pas.

Le constructeur indique :

Effort moteur nécessaire : 630 N.

Longueur de chaîne développée pour élever la charge de 1 m : $l = 61$ m.

Quel est le rendement du palan ?

Travail utile : $\approx 15\,000$ J.

Travail dépensé : $630 \times 61 = 38\,400$ J.

Rendement : $\eta = 0{,}39$.

2° *Palan à vis de* 10 000 kg. — Deux noix à chaîne (Palan ordinaire à quatre poulies).

Vis à un filet par pas.

Effort moteur nécessaire : $F = 1\,200$ N.

$l = 410$ m pour une élévation de la charge de 1 m. Nous trouvons alors : $\eta = 0{,}20$.

Ces rendements sont faibles, aussi les palans à vis sont-ils remplacés avantageusement par les palans à engrenages décrits ci-dessous.

5.4. Palans à engrenages.

Normes à consulter : E 52-023, 041 et 043. Ce sont des appareils très répandus. Le réducteur est à engrenages, d'où un rendement meilleur que dans les palans à vis.

La recherche de la légèreté, de la maniabilité, est essentielle; les efforts et les couples agissant sur les dentures et les axes de dimensions aussi réduites que possible sont donc importants. Il en résulte des contraintes qui obligent le constructeur à employer des aciers spéciaux traités.

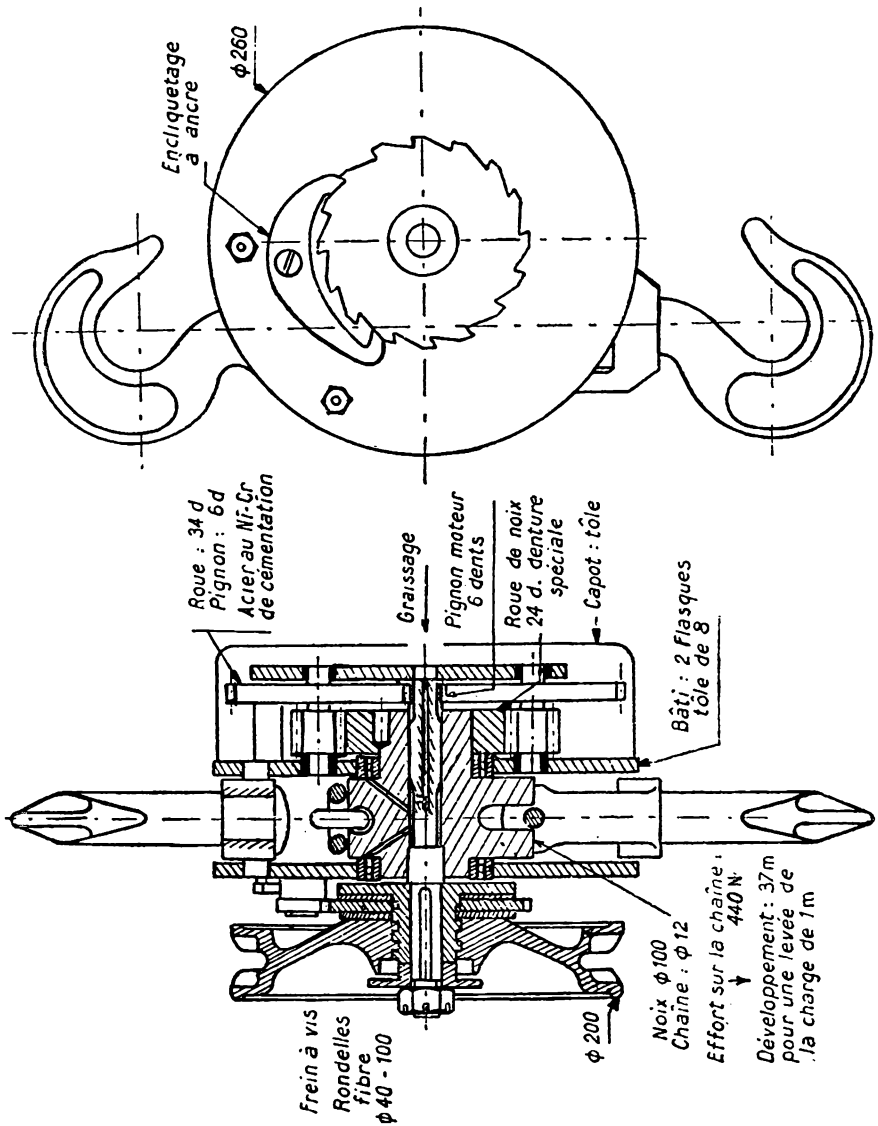


Fig. 5.9. — Palan à engrenages 1 500 kg.

5.4.1. Palan à engrenages de 1 500 kg à commande à bras (fig. 5.9). — L'effort tangentiel à la denture du pignon moteur s'exerce sur deux roues dentées. La contrainte dans la denture est donc réduite de moitié, sans que l'encombrement de l'appareil en soit affecté, et l'arbre est soustrait à la flexion.

Néanmoins les contraintes dans les dentures varient de 180 à 250 N/mm², d'où emploi d'acier au Ni-Cr, 20NC11 ; après cémentation et trempe, la limite élastique est de $R_e = 1\,100$ N/mm² et l'allongement : $A\ \% = 10$. Un guide-chaîne de manœuvre et un débloqueur sur chaîne de levage doivent être prévus.

Un frein à vis, type manivelle de sûreté, avec rondelles de fibre assure le maintien de la charge à l'arrêt et régularise la descente.

L'effort nécessaire pour soulever la charge est : $F = 440$ N. Quel est le rendement de l'appareil ?

Réduction : roues dentées : $\dfrac{6}{34} \cdot \dfrac{6}{24} = \dfrac{3}{68}$.

Volant de manœuvre et noix : $\dfrac{100}{200} = \dfrac{1}{2}$.

Réduction totale : $x = \dfrac{3}{136}$.

Effort théorique : $F_0 = Q \cdot x = 330$ N.

Rendement : $\eta = \dfrac{F_0}{F} = 0{,}75$.

5.4.2. Palan 1 000 kg à réducteur épicycloïdal (fig. 5.10). — La disposition est analogue à celle du palan précédent, sauf en ce qui concerne le réducteur.

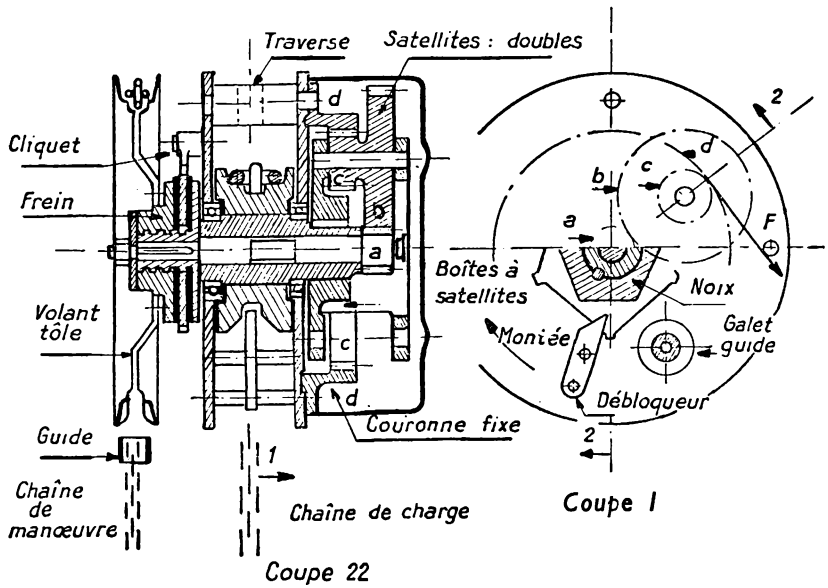


Fig. 5.10

Le pignon moteur a attaque deux roues satellites b symétriquement disposées et solidaires de deux pignons c; ces derniers engrènent avec une roue intérieure d fixée au flasque-carter. Les axes des satellites tournent en entraînant leur boîte clavetée sur la noix.

Nous allons montrer sur cet exemple comment on peut prédéterminer les dimensions principales pour établir l'avant-projet.

Calculs d'avant-projet :

Données : charge $Q = 10\,000$ N.
Effort de manœuvre : $P = 300$ N.
Diamètre primitif du volant de manœuvre : 230 mm environ.

Chaîne de levage. — Contrainte d'extension, 65 N/mm²; section du fil de maillon : $\dfrac{10\,000}{2 \times 65} = 77$ mm² ; soit une chaîne de 10 mm.

Réduction. — Diamètre primitif de la noix à 5 empreintes : le graphique donne environ 88 mm.

Couple résistant à la montée : $10\,000 \times 4{,}4 = 44\,000$ cm · N.
Couple moteur : $300 \times 11{,}5 = 3\,450$ cm · N.

Équation d'équilibre à vitesse constante :

$$C_m \cdot \omega_m \cdot \eta = C_r \cdot \omega_r .$$

Avec deux couples d'engrenages et une noix sur billes, nous admettons :

$$\eta = 0{,}8 ;$$

donc :
$$\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{C_m}{Cr} \cdot \eta = \frac{3\,450}{44\,000} \cdot 0{,}8 = \frac{1}{19}.$$

Choix des nombres de dents. — Soit a, b, c, d, les nombres de dents (fig. 5.10); nous supposons qu'elles ont même module. Choisissons à priori :

$a = 8$ (pignon axé); $c = 10$ (satellite), avec denture spéciale pour éviter les interférences.

La condition de tangence des cercles primitifs impose :

$$d = a + b + c. \tag{1}$$

D'autre part le rapport de réduction nous donne, la vitesse de d étant nulle :

$$\frac{0 - \omega_r}{\omega_m - \omega_r} = -\frac{a\,c}{b\,d}, \quad \text{formule de Willis ;}$$

(Signe — car il y a un contact extérieur)

ou :
$$\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{a\,c}{a\,c + b\,d} = \frac{1}{16}. \tag{2}$$

A égalité d'encombrement, un train à axes fixes donnerait :

$$\frac{\omega_r}{\omega_m} = \frac{a\,c}{b\,d},$$

donc une réduction moindre.

Les relations 1 et 2, où a, c sont connus nous permettent de calculer b et d ; on trouve : $a = 8, \quad b = 27, \quad c = 10, \quad d = 45.$

avec une réduction : $\frac{\omega_m}{\omega_r} = \frac{8 \times 10}{8 \times 10 + 27 \times 45} = \frac{1}{16{,}2}.$

Module des engrenages. — Aciers spéciaux, $R = 250$ N/mm².

Soit F l'effort tangentiel exercé par a sur une roue b :

$$F = \frac{C_m}{a \cdot m} ; \qquad m = \text{module.}$$

L'effort tangentiel sur une roue c est :

$$F_1 = F \cdot \frac{b}{c} = \frac{C_m}{a \cdot m} \cdot \frac{b}{c}.$$

Donc : $m^2 = \frac{5 F_1}{\lambda R}$ (tome IV, § 70),

devient : $m^3 = \frac{5 C_m b}{a c \lambda R}$

avec : $\lambda = 10$ et les valeurs déjà trouvées :

$$m^3 = 23{,}3 \quad \text{soit :} \quad m = 3 \text{ (module normal).}$$

Le couple $a \cdot b$ transmettant un effort moindre pourra avoir une largeur de denture $\lambda = 8$.

En résumé :

$a = 8$ dents ;	$d_p = 24$;	largeur	24.
$b = 27$ — ;	$d_p = 81$;	—	24.
$c = 10$ — ;	$d_p = 30$;	—	30,
$d = 45$ — ;	$d_p = 135$;	—	30.

Axe des satellites. — Assimilé à une poutre sur 2 appuis à charge répartie $F + F_1$,

$$F = \frac{34\,500}{24} = 1\,440 \text{ N} ; \qquad F_1 = 1\,440 \times \frac{27}{10} = 3\,880 \text{ N} ;$$

si la distance entre appuis est estimée à 75 mm, et la contrainte de flexion de 200 N/mm² (acier C45), on trouve : $d = 14$ mm.

La pression diamétrale est :

$$\frac{3\,880 + 1\,440}{14 \times 60} = 6{,}35 \text{ N/mm}^2.$$

Le calcul des autres cotes (celles du frein en particulier) ne présente rien de spécial.

5.4.3. Palan à engrenages à commande électrique (fig. 5.11). — Normes à consulter : E 52.024 et 060.

Un moteur électrique est incorporé au palan. Ici encore la recherche de la légèreté et d'un encombrement minimal est essentielle. L'emploi de matériaux à haute résistance, de tôles soudées, est actuellement général. En vue

de réduire l'encombrement, le moteur peut trouver place à l'intérieur du tambour, celui-ci étant d'ailleurs constitué par un tube d'acier et le réducteur peut être épicycloïdal.

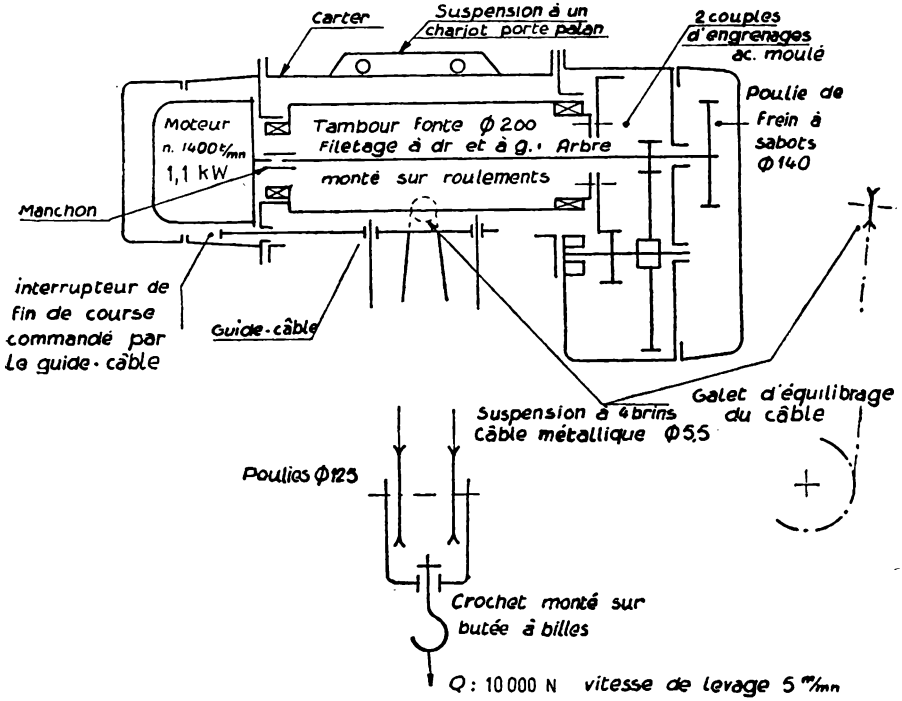


Fig. 5.11. — Palan électrique 1 000 kg.

Palan électrique de 1 000 kg. — La vitesse de levage de la charge est : $v = 5$ m/mn; la puissance utile est donc : $P_u = Qv$, soit 830 W.

La puissance du moteur installé est de 1,1 kW, ce qui suppose un rendement : $\eta = \dfrac{0{,}83}{1{,}1} = 0{,}75$.

Déterminons la réduction nécessaire.

La vitesse circonférentielle du tambour est double de la vitesse de la charge :

Nombre de tours du tambour : N tr/mn $= \dfrac{2 \times 5}{\pi D}$

avec : $D = 0{,}2$ m ;

$N = 16$ tr/mn.

Nombre de tours du moteur en charge : $n = 1\,400$ tr/mn d'où, la réduction : $x = \dfrac{16}{1\,400} = \dfrac{1}{87{,}5}$.

Elle est réalisée ainsi :

Pignon de l'arbre moteur et roue : 11 et 121 dents. Pignon et couronne dentée du tambour : 11 et 88 dents. La réduction est ainsi : $x = \frac{1}{88}$.

Le premier couple de roues est à denture hélicoïdale, module réel 2, afin d'éviter le bruit trop fort des engrenages tournant vite.

Le deuxième couple de roues a un module 2,75, denture droite, basse.

5.5. Chariot porte-palan.

Normes à consulter : E 52-042, 058 et 059 (fig. 5. 12).

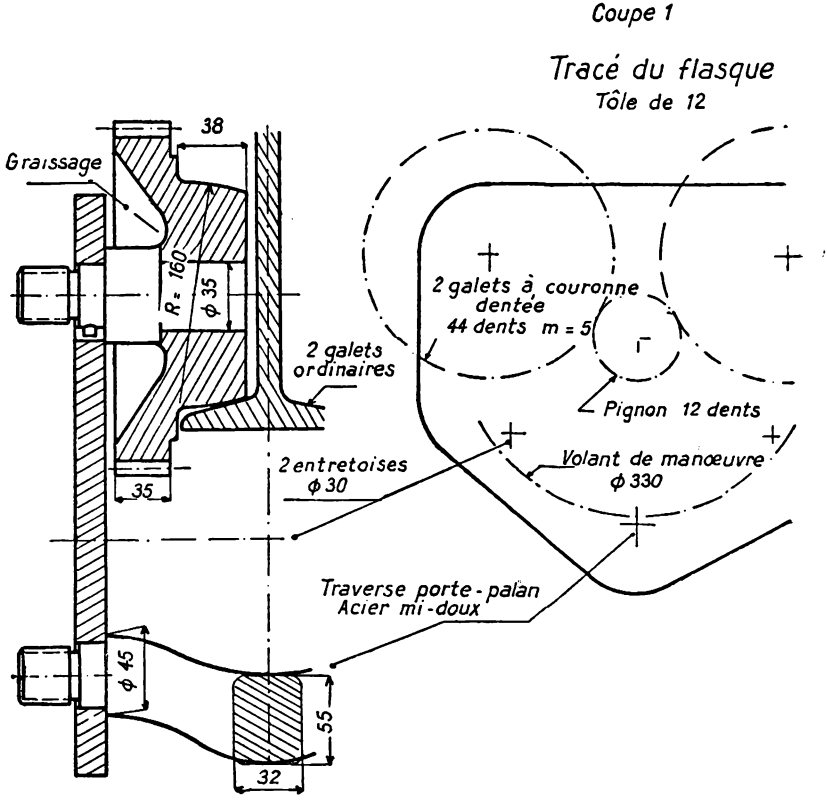


Fig. 5.12. — Chariot porte-palan 3 000 kg.

Les appareils décrits ci-dessus peuvent être accrochés à un chariot roulant sur les ailes d'une poutrelle. Le déplacement horizontal de la charge est donc assuré et l'on peut ainsi desservir les différentes machines de l'atelier.

Ce déplacement peut être obtenu par simple poussée sur la charge (charge inférieure à 5 000 N), mais souvent une chaîne pendante assure la translation du chariot par l'intermédiaire de roues dentées.

Chemin de roulement. — Le roulement des galets sur les ailes de la poutrelle présente quelques inconvénients : fléchissement des ailes et surtout matage du métal.

Le chemin de roulement représenté (fig. 5.13) est constitué par un profilé en acier A 52 présentant deux bandes de roulement horizontales. Le module de section d'un tel profilé est bien entendu insuffisant; il est associé à une âme et à une semelle en acier doux ordinaire ADx par cordons de soudure continus.

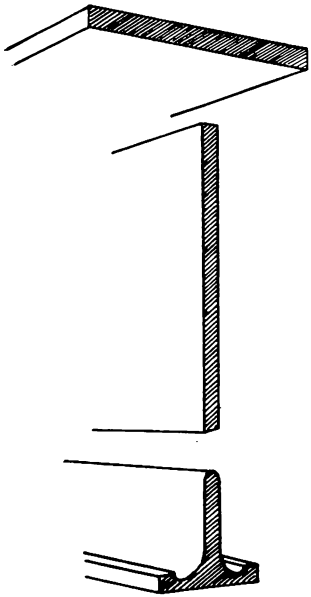


Fig. 5-13

Les galets eux-mêmes sont couramment obtenus par matriçage d'un acier C 20 dont la surface de roulement est durcie superficiellement (trempe par induction par exemple).

Chariot porte-palan de 3 000 kg. — Calcul de l'effort à exercer sur la chaîne pendante du chariot (voir § 1.4.3).

Galet en fonte de diamètre 160; le bras de levier du roulement est pris $\delta = 0{,}1$ cm : fonte sur acier de la poutrelle.

Axe du galet : acier C35 de diamètre 35, rayon $r = 1{,}75$ cm, $f = 0{,}1$, acier sur fonte, graissage sommaire. Couple résistant suivant l'axe du galet :

$$Q(\delta + fr) = 30\,000\,(0{,}1 + 0{,}1 \times 1{,}75),$$
$$= 8\,250 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Les roues dentées ont 12 et 44 dents, module 5, avec un rendement de 0,9.

Couple résistant suivant l'axe du pignon :

$$8\,250 \cdot \frac{12}{44} \cdot \frac{1}{0{,}9} = 2\,500 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Effort sur la chaîne pendante : diamètre du volant de manœuvre 330, rayon 16,5 cm :

$$F = \frac{2\,500}{16{,}5} = 150 \text{ N}.$$

Remarquer que les galets peuvent être montés sur roulements à billes, ce qui a pour effet de réduire le couple résistant à vaincre.

5.6. Treuils.

Ils constituent la partie essentielle de tous les appareils de levage que nous étudierons par la suite. Nous ne considérons ici que le treuil qui constitue à lui seul un appareil de levage complet et indépendant, tel que le treuil de chantier par exemple.

Normes à consulter : E 52-055, 056 et 057.

Treuil de chantier, 1 800 kg, *à double vitesse* (fig. 5.14). — Le bâti est ici encore constitué par deux flasques en fonte ou, le plus souvent, en tôle, entretoisés. La construction en tôle, plus légère, nécessite la mise en place de douilles-paliers en fonte, rapportés.

Le treuil comporte deux vitesses de levage.

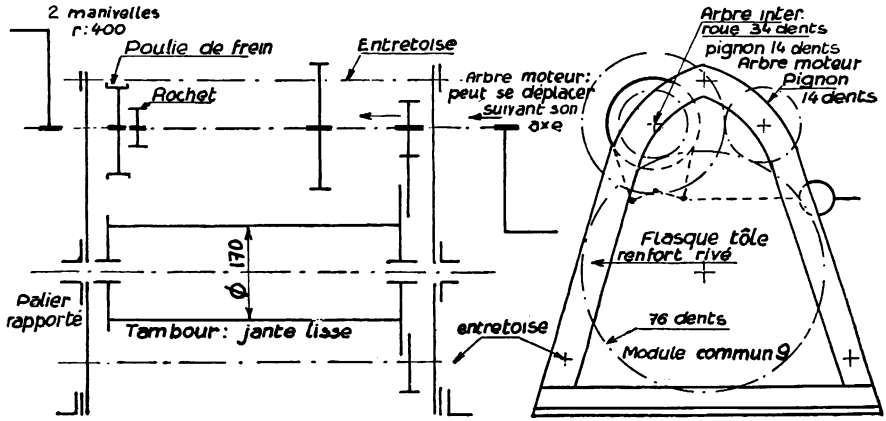


Fig. 5.14. — Treuil 1 800 kg; 2 vitesses.

Grande vitesse, faible charge (fig. 5.15). — Le pignon de l'arbre moteur engrène directement avec la couronne dentée du tambour.

Nombre de dents : 14 et 76, module 9, fonte Ft20.

Réduction : du couple de roues : $\frac{14}{76}$; des manivelles et tambour $\frac{85}{400}$.

Réduction totale : $x = \frac{14}{76} \cdot \frac{85}{400} = \frac{5{,}95}{152}$.

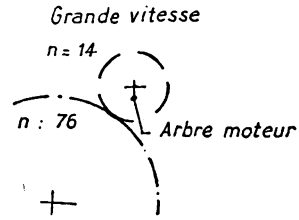


Fig. 5.15

Rendements :

Du couple de roues : 0,90 (§ 2.3.2) ;

Du tambour, à jante lisse, pour câble en chanvre ou câble métallique : 0,90 (§ 2.1.5).

Rendement total : $\eta = 0{,}80$.

L'effort sur chacune des manivelles étant admis égal à 150 N, la charge soulevée serait de :

$$Q = 2 \times 150 \cdot \frac{1}{x} \cdot \eta = 6\,000 \text{ N}.$$

Faible vitesse, forte charge (fig. 5.16). — L'arbre des manivelles est déplacé suivant son axe, de telle sorte que son pignon vienne engréner avec une roue de l'arbre intermédiaire. Celui-ci porte un pignon qui engrène avec la couronne dentée du tambour. Roue et pignon de l'arbre intermédiaire : 34 et 14 dents, module 9, fonte Ft20.

La réduction devient alors : $x = \frac{14}{34} \cdot \frac{14}{76} \cdot \frac{85}{400}$.

Le rendement précédent doit être multiplié par le rendement du couple de roues supplémentaires, soit 0,90.

Il vient : $\eta = 0{,}72$.

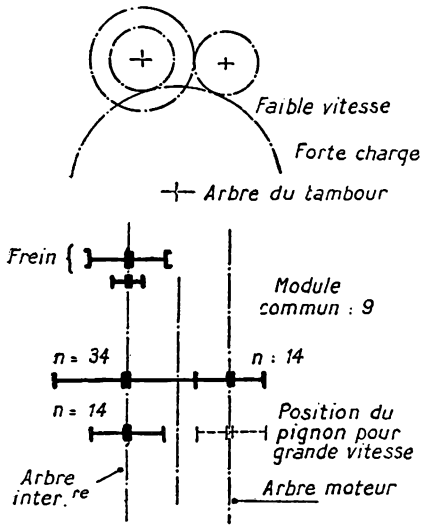


Fig. 5.16

Pour soulever une charge $Q = 18\,000$ N, l'effort à chacune des manivelles est :

$$F = \frac{1}{2} Qx \frac{1}{\eta} = 200 \text{ N}.$$

Frein. — Dans chacune des combinaisons d'engrenages, l'arbre intermédiaire est toujours entraîné, car le pignon calé sur lui engrène constamentm avec la couronne dentée du tambour.

Un frein différentiel à bande est placé sur cet arbre (§ 3.2.2.2).

Calculons *la contrainte dans la denture.* — Le module est ici nécessairement le même, module 9, pour tous les engrenages du treuil.

L'effort tangentiel est maximal pour la plus forte charge, $Q = 18\,000$ N et pour le couple pignon d'arbre intermédiaire et couronne dentée du tambour.

Effort tangentiel : $T = 18\,000 \times \frac{R}{R_p} \cdot \frac{1}{\eta}$.

R : rayon du tambour : 85 mm.

R_p : rayon primitif de la couronne dentée : 342 mm.

η : rendement du tambour : 0,90.

$$T = 5\,000 \text{ N}.$$

Pour une largeur de denture de 70 mm, la contrainte calculée est : $\sigma = 42$ N/mm².

C'est un peu au-dessus de la limite supérieure admise pour la fonte, dans le cas d'appareils à manœuvre à bras. La charge maximale : $Q = 18\,000$ N ne peut qu'exceptionnellement être admise.

Ces treuils se construisent pour le levage de masses jusqu'à 5 000 kg. De 1 000 à 3 000 kg, le treuil est à deux couples d'engrenages ; au-delà, trois couples d'engrenages.

CHAPITRE 6

PONTS ROULANTS

6.1. Généralités.

Le pont roulant est l'appareil de levage de tous les ateliers, magasins, parcs ou salles des machines de la moyenne et de la grosse industrie.

Le crochet de l'appareil peut occuper tous les points dans le volume constitué par l'atelier et, par conséquent, desservir toutes les machines.

Schéma d'un pont roulant (fig. 6.1).

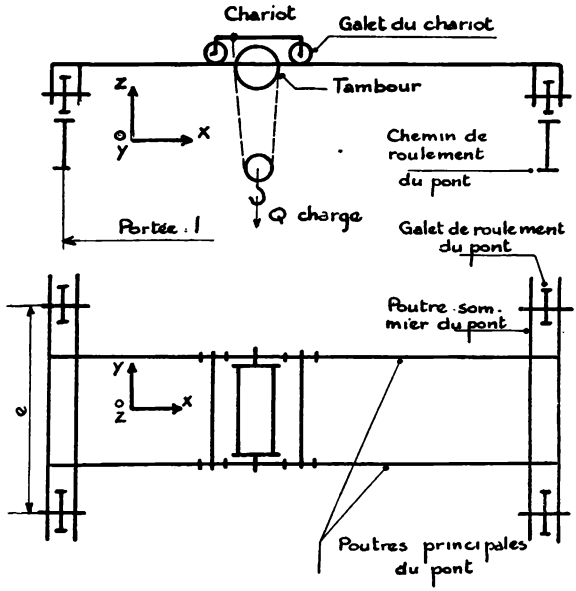


Fig. 6.1

Nous pouvons indiquer dès maintenant les mouvements à réaliser :

Un mouvement vertical, suivant l'axe oz : levage.

Un mouvement horizontal, suivant l'axe oy : translation du pont.

Un mouvement horizontal, suivant l'axe ox : translation du chariot sur le pont, mouvement dit « de direction ».

Les mécanismes à prévoir comprennent alors :

Un treuil de levage ;

Un mécanisme de translation du chariot sur le pont ;

Un mécanisme de translation du pont.

La commande de ces mécanismes se fait, d'une façon générale, par moteurs électriques. Seuls les ponts de faible puissance ou d'emploi peu fréquent sont à commande à bras.

Un pont roulant est caractérisé par :

La valeur maximale de la masse à déplacer ;
La portée.

Ce sont les caractéristiques essentielles de l'appareil ; mais sont à considérer également :

La vitesse de levage ;
La vitesse de translation du pont ;
La vitesse de translation du chariot sur le pont ;
La hauteur libre sous crochet dans sa position la plus haute ;
La course du pont ;

toutes caractéristiques nécessaires aux calculs principaux du pont.

Nous adoptons dans ce chapitre le plan de travail suivant :

Etude de la charpente du pont.
Etude des mécanismes.

6.2. Charpente du pont.

La figure 6.1 donne la disposition schématique d'un pont roulant. La portée est imposée par les dimensions de l'atelier; la charge Q est donnée.

Il est alors possible de déterminer l'*écartement des galets du pont :*

$$\text{portée} \leqslant 10 \text{ m}, \qquad e = \frac{1}{4} \text{ à } \frac{1}{6} \text{ de la portée.}$$

$$\text{portée} > 10 \text{ m}, \qquad e = \frac{1}{5} \text{ à } \frac{1}{6} \text{ de la portée.}$$

Cet écartement doit être assez grand, afin d'éviter le coincement du pont sur son chemin de roulement, surtout lorsque la charge est à l'une des extrémités du pont.

Mode de travail d'une poutre principale du pont :

1° Flexion sous l'effet des *efforts verticaux* dus :

A la charge;
Au poids propre du chariot;
Au poids propre de la poutre.

2° Flexion sous l'effet des *efforts horizontaux* dus :

Aux forces d'inertie au démarrage et au freinage;
Au vent s'il y a lieu;
A la composante horizontale de la traction oblique sur une charge qui repose sur le sol.

Contrainte de sécurité admise. — Dans le calcul d'une poutre principale nous ne tenons compte que des efforts verticaux; nous négligeons pour l'instant les efforts horizontaux.

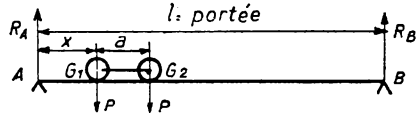
Nous adoptons une contrainte de sécurité assez faible, 70 à 80 N/mm², s'il s'agit de ponts devant assurer un service dur tels que les ponts pour l'industrie métallurgique, fonderies, aciéries.

Dans le cas de pont à service normal et à plus forte raison de pont à manœuvre à bras, la contrainte de sécurité peut être plus élevée : 100 N/mm².

Détermination du moment fléchissant maximal. — Nous avons à considérer la charge roulante (charge et poids propre du chariot) et le poids propre de la poutre. Le moment fléchissant dû au poids propre ne pourra se déterminer qu'après avoir établi l'avant-projet de la poutre.

a) *Charge roulante* (fig. 6.2). — Nous supposons que les deux galets du chariot qui intéressent la poutre sont également chargés; s'il n'en est pas ainsi, notons que la méthode de calcul indiquée ci-dessous reste la même.

Le chariot se déplace de la gauche vers la droite; calculons le moment fléchissant au droit du galet G_1 soit : M_{fG_1}.



$$2P = \frac{\text{Chariot + Charge}}{2}$$

Fig. 6.2

Réaction en A, à l'appui :

$$R_A \times l = P(l - x) + P(l - x - a).$$

$$M_{fG_1} = R_A x = \frac{P}{l}(-2x^2 + 2lx - ax).$$

Ce moment est maximal pour :

$$\frac{dM}{dx} = \frac{P}{l}(-4x + 2l - a) = 0,$$

soit, pour :

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}.$$

Nous construisons alors la courbe — parabole — du moment fléchissant au droit de G_1 (fig. 6.3).

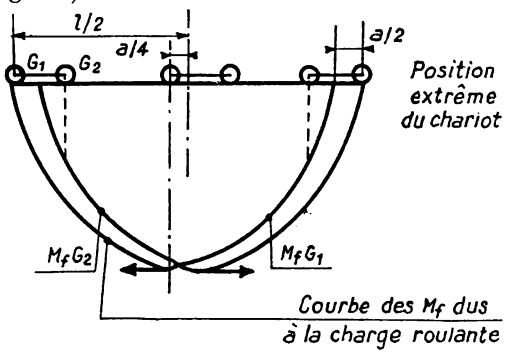


Fig. 6.3

Nous traçons de même la courbe des moments fléchissants M_{fG_2}, au droit du galet G_2. Nous obtenons ainsi la courbe des moments fléchissants sous charge roulante, courbe présentant deux maximums.

b) *Poids propre.* — Il s'agit ici d'une charge uniformément répartie P'. Le moment fléchissant maximal, au milieu de la poutre, a pour valeur : $M_{fP'} = \frac{P'l}{8}$, d'où, la courbe — parabole — du moment fléchissant (fig. 6.4).

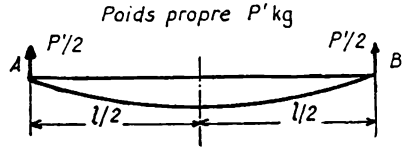


Fig. 6.4

Les ordonnées de cette courbe, ajoutées aux ordonnées de la courbe précédente, donnent alors la courbe définitive des moments fléchissants auxquels est soumise la poutre.

6.2.1. Règles de calcul. — Nous donnons quelques éléments des « Règles pour le calcul des appareils de levage » — fascicule « Charpentes ».

Détermination des sollicitations.

a) Sollicitations principales :

— dues au poids propre;

— dues à la charge (charge utile, plus les accessoires liés à cette charge, crochet, moufle, benne...).

b) Sollicitations dues aux mouvements verticaux, conséquence du soulèvement plus ou moins brutal de la charge.

Les sollicitations dues à la charge sont multipliées par un coefficient dynamique $\psi = 1 + \xi \cdot V$, V m/s vitesse de levage, $\xi = 0{,}6$ pour les ponts roulants et les portiques, $\xi = 0{,}3$ pour les grues.

c) Sollicitations dues aux mouvements horizontaux (translation et direction) :

— effets d'inertie au démarrage et au freinage;

— réactions transversales dues au roulement. Deux galets roulant sur le rail peuvent être soumis à des efforts horizontaux perpendiculaires au rail, constituant un couple. Ces efforts, composantes du couple, sont égaux à $P \cdot \lambda$, P charge sur les galets, λ coefficient dépendant du rapport $\frac{l}{e}$ (l portée, e écartement des galets); λ varie de 0,05 à 0,2 pour l/e variant de 2 à 8;

— effets de tamponnement ou d'accrochage, à considérer si la vitesse de déplacement horizontal est supérieure à 0,7 m/s.

d) Sollicitations dues à l'action du vent :

— engin en service : vent limite 72 km/h, poussée environ 400 N/m²;

— engin hors service : vent maximal 130 km/h, poussée environ 1 300 N/cm².

La somme des sollicitations ainsi calculées est ensuite multipliée par un coefficient variant de 1 à 1,20 suivant que l'appareil appartient au groupe I ou IV, sauf dans le cas du calcul : appareil hors service avec vent maximal.

Contraintes admissibles :

— traction ou compression simple : $R_s = \frac{R_e}{k}$;

— cisaillement pur : $R'_s \leqslant 0{,}58\ R_s$;

— traction ou compression et cisaillement : $\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leqslant R_s$, σ contrainte normale, τ contrainte tangentielle en un point.

R_e : limite élastique du matériau.

k : coefficient de sécurité :

$k = 1{,}1$, appareil hors service avec vent maximal,
$k = 1{,}3$, appareil en service avec vent,
$k = 1{,}5$, appareil en service sans vent.

Rappelons que les aciers courants A 37, A 42, A 47, A 52, ont une limite élastique $R_e = 240, 260, 300, 360$ N/mm².

Une annexe des « Règles pour le calcul des appareils de levage » — deuxième fascicule « Mécanismes » — traite le problème de la vérification des éléments de charpente soumis au flamblement, au voilement, à la fatigue, de la vérification des éléments de jonction soumis à la fatigue (soudures, boulons, rivets).

6.2.2. Poutre à âme pleine.

1° *Poutrelles I_{PN} ou larges ailes.* — Elles sont d'un emploi commode lorsque la hauteur calculée de la poutre ne dépasse pas 400 à 450 mm.

2° *Poutre composée.* — Elle est adoptée couramment lorsque la portée est inférieure à 10 m ou pour des portées supérieures quand les raisons d'encombrement interdisent la poutre en treillis.

Elle a une forme aussi simple que possible qui se rapproche de la forme d'égale résistance; sa hauteur h varie de $\frac{1}{12}$ à $\frac{1}{16}$ de la portée, si celle-ci est supérieure à 10 m, et suivant l'importance de la charge (fig. 6.5).

Exemple : Pont roulant 20 000 kg, 15 m : $h = 1\,100$ mm.

Pour les portées inférieures à 10 m, prendre : $h = \frac{l}{8}$ à $\frac{l}{10}$.

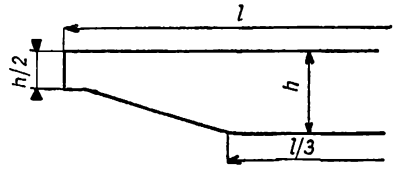


Fig. 6.5

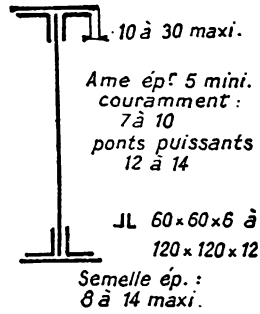


Fig. 6.6

Section de la poudre (fig. 6.6). — L'âme doit être suffisamment rigide pour résister à l'effort tranchant et au flambement qu'il peut engendrer, les épaisseurs courantes varient de 7 à 10 mm, 5 mm est un minimum; les

épaisseurs d'âme de 12 à 14 mm ne se justifient que pour des ponts à charge particulièrement élevée. Des raidisseurs d'âme doivent être prévus (fig. 6.8).

Les cornières d'assemblage sont normalement choisies de 60.60.6 à 120.120.12.

L'épaisseur de la semelle varie de 8 à 14 mm au maximum; si une épaisseur plus grande était nécessaire, il faudrait prévoir deux semelles.

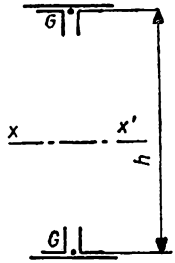


Fig. 6.7

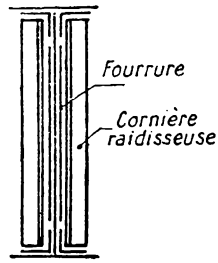


Fig. 6.8

Méthode de calcul (fig. 6.7) :

a) *Déterminer h.*

b) *Choisir les cornières et la semelle* qui constituent la poutre.

c) *Vérifier ce choix.*

Si M_f est le moment fléchissant maximal que supporte cette poutre, l'effort de traction ou de compression dans un ensemble cornières-semelle est :

$$F = \frac{M_f}{h}$$

et la contrainte correspondante : $\sigma = \frac{M_f}{hs}$.

s = section de la membrune : deux cornières et une semelle.

Remarquer que cette méthode rapide de calcul suppose que toute la section s est concentrée au centre de gravité G. Le moment d'inertie par rapport à l'axe xx' des deux surfaces s est :

$$I_{xx'} = 2\,s\left(\frac{h}{2}\right)^2 = \frac{s\,h^2}{2}$$

et le module de section : $\frac{I}{v} = s\,h,$

d'où la contrainte : $\sigma = \frac{M_f}{s\,h}$.

d) *Choisir l'épaisseur de l'âme.*

e) Il est alors possible de *dessiner la section de la poutre,* donc déterminer le moment d'inertie et le module de section exacts, de calculer le poids propre de la poutre, le moment fléchissant maximal qui en résulte, et le moment fléchissant maximal total.

On obtient finalement la contrainte maximale dans la section dangereuse de la poutre.

f) *Vérifier la flèche.*

Celle-ci peut varier de $\frac{1}{1\,000}$ de la portée à $\frac{1}{600}$ au maximum.

On peut admettre que la charge est au milieu de la poutre; la flèche due à la charge roulante est alors :

$$f_1 = \frac{Ql^3}{48\,EI}.$$

I_{xx} = moment d'inertie de la section de la poutre.
$E = 2 \times 10^7$ N/cm².
Quant à la flèche due au poids propre, elle est :

$$f_2 = \frac{5}{384} \cdot \frac{P' l^3}{EI}.$$

Flèche totale : $f = f_1 + f_2$.

6.2.2.1. Construction.

Ame. — L'âme qui supporte la presque totalité de l'effort tranchant est raidie par des cornières verticales distantes de 1 à 1,25 m (fig. 6.8). Elles jouent le rôle des barres verticales dans une poutre en treillis, dont les diagonales seraient remplacées par l'âme.

e : épaisseur de l'âme;
$d = 2\,e$: diamètre des rivets.
Écartement des rivets : 6 à 8 d.

Lorsque la portée est trop grande pour qu'il soit possible d'utiliser un seul large plat, la jonction de deux tôles se fait par deux couvre-joints d'épaisseur $\geqslant \frac{2}{3}\,e$. D'un même côté du joint, la section des rivets doit être équivalente à la section de l'âme. On adopte deux à trois rangées de rivets en quinconce, de chaque côté du joint, avec un écartement de rivets d'environ 5 d. On construit généralement l'âme avec une contre-flèche égale à la moitié de la flèche maximale prévue.

Cornières. — Les rivets, d'un diamètre d toujours voisin de deux fois l'épaisseur de la cornière ou de la tôle à assembler, ont un écartement de 5 à 6 d.

Vérifier alors que la contrainte de cisaillement dans les rivets âme-cornières est acceptable, soit environ 60 N/mm².

L'effort de cisaillement sur les deux sections cisaillées d'un rivet âme-cornières est ici : $\frac{TM_s}{I_{xx'}} \cdot p$.

T = effort tranchant maximal dans la poutre, égal à la réaction R_A à l'appui, lorsque le chariot est dans sa position extrême-gauche ou droite sur le pont (fig. 6.9).

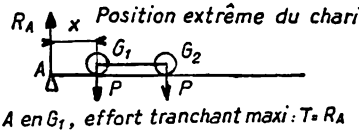


Fig. 6.9

$I_{xx'}$ — Moment d'inertie de la section totale de la poutre sous le galet G_1.

M_s = Moment statique par rapport à xx' de la semelle et des deux cornières (fig. 6.10).

$M_s = bey + 2\,sy'$,

avec : s = section d'une cornière.

p = pas de la rivure = 5 à 6 d.

Couvre-joints de cornières (fig. 6.11).

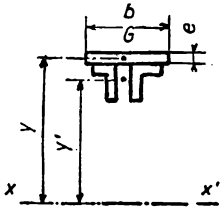


Fig. 6.10

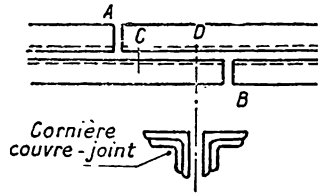


Fig. 6.11

Les joints des deux cornières sont décalés de deux fois le pas de la rivure âme-cornières ; de cette façon, une rupture ne peut se produire que par rupture du couvre-joint en A, par cisaillement des deux rivets C et D, et rupture du couvre-joint en B.

La section de la cornière couvre-joint peut alors être inférieure à la section de la cornière à assembler.

D'un même côté du joint, la section des rivets doit être équivalente à la section de la cornière à assembler.

Semelles. — Les rivets d'assemblage aux cornières sont de même diamètre et de même pas que les rivets âme-cornières et disposés en quinconce par rapport à ceux-ci.

Lorsqu'un couvre-joint de semelle est nécessaire, il est en deux parties, disposées de part et d'autre du rail de roulement.

Section du couvre-joint = section de la semelle.

D'un même côté du joint la section des rivets doit être équivalente à la section de la semelle.

Fixation du rail de roulement (fig. 6.12). — Le rail est très simplement formé d'une barre d'acier A42 de section carrée ou rectangulaire dont la largeur varie de 40 à 70 mm.

La largeur du rail b dépend du diamètre D du galet qui roule sur lui, de la charge supportée Q et de la nature des matériaux en contact.

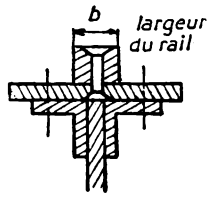


Fig. 6.12

Charge admissible : $Q = Dbk$,

avec : k = 250 N/cm², galet fonte sur rail acier ;

k = 600 N/cm², galet acier sur rail acier.

On a intérêt à prendre le diamètre du galet aussi grand que possible ; ce diamètre varie de :

300 à 400 pour une charge de 50 000 N ;

600 à 700 pour une charge de 100 000 à 120 000 N par galet.

Nous trouvons ainsi, pour un galet en fonte et un rail en acier, avec :

$$Q = 50\,000 \text{ N}, \qquad D = 40 \text{ cm}, \qquad b = 5 \text{ cm}.$$

Une autre méthode consiste à considérer entre rail et galet un rectangle de contact correspondant à un angle au centre du galet de 1°. La pression de contact peut être admise de 300 à 400 N/mm² dans le cas du galet en fonte et du rail en acier; 600 N/mm², acier moulé sur acier.

Le rail peut être rivé sur la semelle de la poutre; cet ensemble est alors rivé aux cornières. Il est courant de souder des pattes d'attache, d'une part au rail, d'autre part à la semelle, pattes distantes d'environ 0,5 à 0,7 m.

Butée de chariot. — Les extrémités du rail peuvent être simplement courbées suivant le rayon du galet. La butée est souvent constituée par un bloc de bois fixé à une cornière assemblée à la semelle. La figure 6.13 donne une solution également courante.

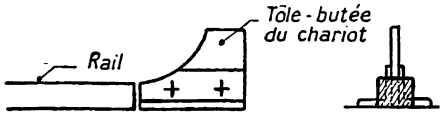


Fig. 6.13

6.2.2.2. Contreventement des poutres principales. — Les poutres principales, établies comme nous venons de le voir, sont capables de résister aux efforts verticaux envisagés, mais leur résistance aux efforts horizontaux est faible : vent, forces d'inertie au freinage. On donne la rigidité nécessaire à la poutre dans le sens horizontal, en assemblant à celle-ci *une poutre-passerelle en treillis.*

Cette passerelle est utilisée par le personnel pour l'entretien du pont et sert également à supporter le mécanisme de translation du pont. Chacune des poutres principales est ainsi transformée en une poutre-caisson suffisamment rigide dans le sens horizontal.

Notons enfin que la commande du mécanisme se fait soit à partir du sol de l'atelier, soit, cas général, à partir d'une cabine. Celle-ci est alors assemblée à la poutre-caisson à l'une de ses extrémités.

Calculons l'*effort horizontal développé au freinage du pont.* Dans l'exemple (§ 6.2.2.3.b) donné plus loin, la vitesse de translation est de 90 m/mm, $v = 1{,}5$ m/s). Le chariot et sa charge, masse 24 000 kg, est au milieu de la portée; la masse propre de la poutre est de 9 000 kg. L'arrêt doit se faire en quatre secondes.

Force d'inertie due au chariot chargé, appliquée au milieu de la portée :

$$F_i = m\gamma = \frac{mv}{t}$$

avec :

$$m = 24\,000 \text{ kg} ;$$

$$F_i = 9\,000 \text{ N}.$$

Force d'inertie due à la masse propre, uniformément répartie :

$$m = 9\,000 \text{ kg} ;$$

$$F_i' = 3\,400 \text{ N}.$$

Le moment fléchissant qui en résulte est alors :

$$M_f = F_i \frac{l}{4} + F_i' \frac{l}{8} \text{ au milieu de la poutre.}$$

Le platelage de la passerelle est constitué par une tôle perforée; ainsi l'eau de pluie ne risque pas d'y séjourner, cas d'un pont extérieur, et une telle tôle n'est pas glissante. Ce platelage a pour rôle particulier de résister au moment fléchissant que nous venons de calculer.

Pour plus de sécurité, nous pouvons également considérer le cas extrême suivant : *les galets du pont patinent sur leurs rails.* Cela peut se produire lorsqu'un frein mal entretenu a un coefficient de frottement élevé, donnant ainsi un couple résistant exagéré.

Le coefficient de frottement galet-rail est environ 0,15 ; l'effort tangentiel total à la jante des galets est donc : 0,15 ($Q + Q'$), charge plus poids propre, qui provient de la force 0,15 Q appliquée au milieu du pont et de la force 0,15 Q' uniformément répartie. Le moment fléchissant, maximal au milieu du pont, est ici :

$$M_f = 0{,}15 \left(\frac{Ql}{4} + \frac{Q'l}{8} \right).$$

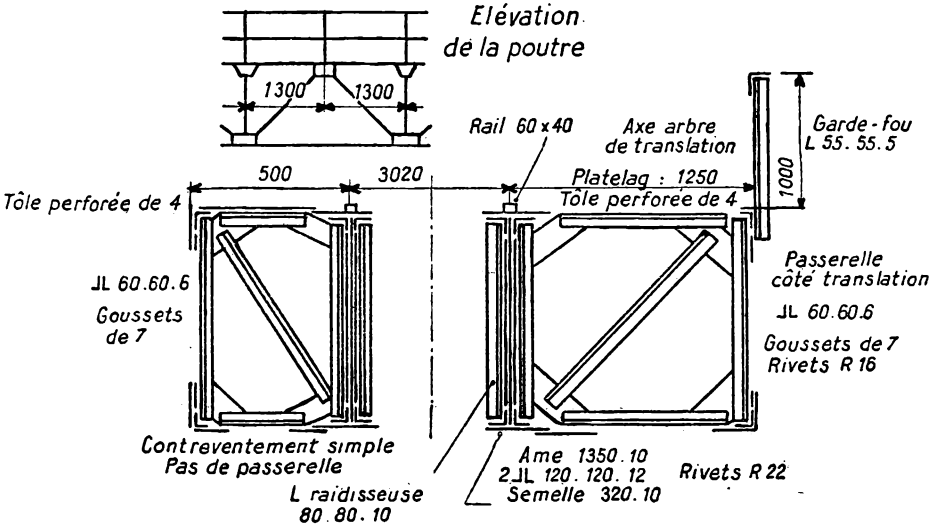


Fig. 6.14. — Pont roulant : 30 000 kg, 15,1 m.

La figure 6.14 donne la disposition du contreventement des poutres d'un pont de 30 000 kg et de 15 m de portée.

Sommier ou poutre de tête (fig. 6.15). — C'est la poutre qui réunit les deux poutres principales, à chaque extrémité du pont; les galets de roulement y

sont fixés. La charge qu'elle supporte est maximale lorsque le chariot est dans sa position extrême, droite ou gauche, sur le pont. C'est la réaction R_A (fig. 6.9).

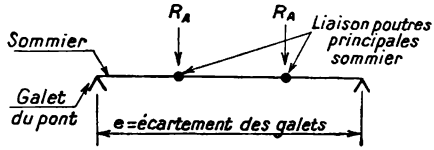


Fig. 6.15

Nous étudions ci-dessous deux types de ponts roulants à poutres à âme pleine, avec, en particulier, les détails de construction relatifs aux sommiers.

6.2.2.3. Exemples de ponts roulants à poutre à âme pleine.

a) *Pont roulant :* 6 000 kg, 5,200 m, *manœuvre à bras* (fig. 6.19).

M_f est maximal pour : $x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4}$, soit : $x = 246$ cm (fig. 6.16).

$$M_f = \frac{Px}{l}(2\,l - 2\,x - a). \qquad M_f \text{ max.} = 419 \times 10^4 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Le module de section de la poutrelle I_{PN} 300 est :

$$\frac{I}{v} = 652 \text{ cm}^3$$

d'où : $$\sigma = 64 \text{ N/mm}^2.$$

Le poids propre n'augmente que de façon peu sensible cette contrainte assez faible.

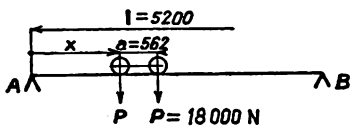


Fig. 6.16

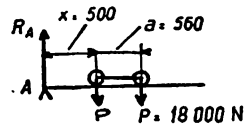


Fig. 6.17

La flèche approximative sous la charge $Q = 2 \times 18\,000 = 36\,000$ N placée au milieu de la poutre, est :

$$f = \frac{Ql^3}{48\,EI} ; \qquad E = 2 \times 10^7 \text{ N/cm}^2 ;$$

$$l = 520 \text{ cm} ;$$

$$I = 9\,785 \text{ cm}^4.$$

$f = 0{,}54$ cm, valeur très voisine de la valeur permise : $\frac{5\,200}{1\,000} = 5{,}2$ mm.

La flèche due au poids propre de la poutre est insignifiante.

Contrainte dans les poutres du sommier. — La position extrême du chariot est donnée par la figure 6.17.

Réaction en A : $R_A = \frac{P}{l}(2\,l - 2\,x - a)$

avec : $x = 50$ cm, $R_A = 30\,000$ N.

Moment fléchissant maximal dans le sommier (fig. 6.18) :

$$M_f = 30\,000\,(65 - 27{,}5) = 1\,125\,000 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Le sommier est constitué par deux fers U de 300.

Module de section de ces deux fers : $\frac{I}{v} = 1\,070$ cm³.

Contrainte : $\sigma = 1\,120$ N/cm², très faible.

Ce sont des considérations de construction et non de résistance qui ont amené le constructeur à faire choix de fers U 300.

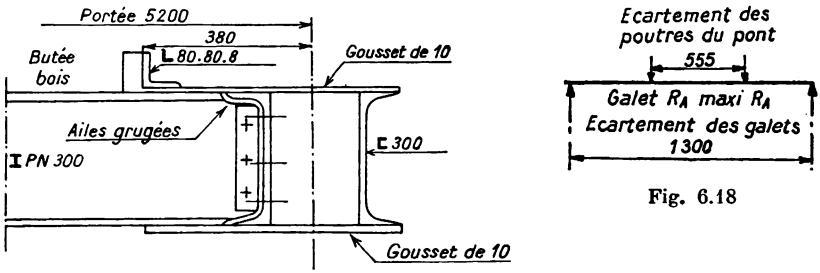


Fig. 6.18

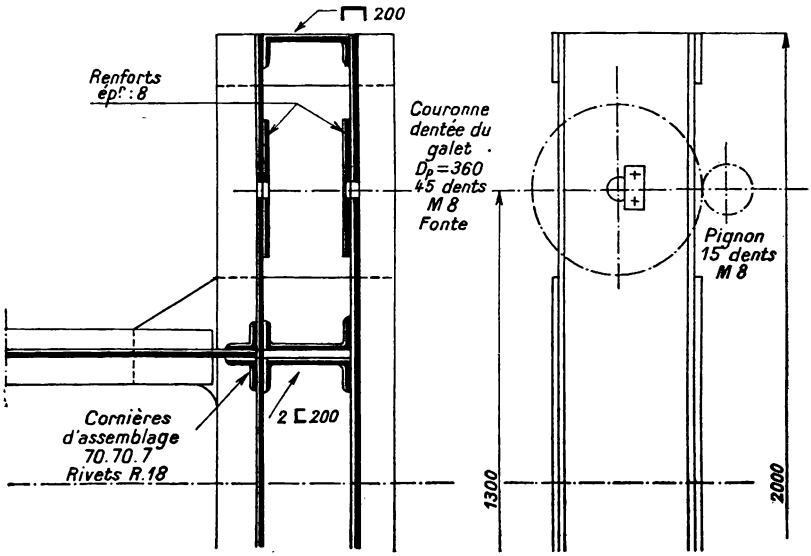


Fig. 6.19

La poutre principale est assemblée au sommier par trois rivets de 18 travaillant au double cisaillement. Ces rivets supportent l'effort tranchant : $T = R_A = 30\,000$ N. Nous trouvons la contrainte : $\tau = 40$ N/mm², encore en dessous de la limite admise : 60 N/mm².

La solution suivante (fig. 6.20), lorsque l'encombrement en hauteur le permet, réduit les dimensions des poutres du sommier.

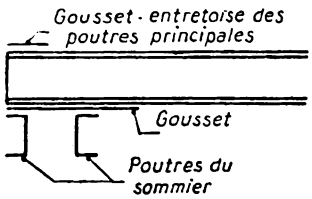


Fig. 6.20

En admettant la même contrainte que dans les poutres principales, soit $\sigma = 60$ N/mm², le module de section nécessaire pour deux fers U serait :

$$\frac{I}{v} = \frac{M_f}{\sigma} = 186 \text{ cm}^3,$$

soit : 93 cm³ pour un fer.

$$\text{Fer U 140} \quad \frac{I}{v} = 86 \text{ cm}^3.$$

$$\text{Fer U 160} \quad \frac{I}{v} = 116 \text{ cm}^3.$$

Adopter deux fers U 160.

b) *Pont roulant :* 20 000 kg, 15 m (fig. 6.21). — C'est un pont destiné à une usine métallurgique, à service dur. Contrainte de sécurité imposé :

$$R_s = 80 \text{ N/mm}^2.$$

Poids du chariot : 44 000 N, soit donc une charge sous chaque galet :

$$P = \frac{244\,000}{4} = 61\,000 \text{ N}.$$

Écartement des galets du chariot : $a = 1\,500$ mm.

Déterminer la section de la poutre.

La hauteur maximale de la poutre est prise égale à :

$\frac{l}{13} = \frac{15\,000}{13} = 1\,160$ mm, soit 1 100 mm, hauteur choisie pour l'âme.

Nous prenons : deux cornières 80.80.8; une âme 1 100.10; une semelle 180.10 et des rivets de 20.

Section d'une membrure (fig. 6.22) :

Deux cornières	30 cm²
Semelle	18 cm²
Total	$S = 48$ cm².

Centre de gravité de cette section :

$$18 \times 0{,}5 + 30 \times 3{,}35 = x \times 48,$$

$$x = 22{,}8 \text{ mm}.$$

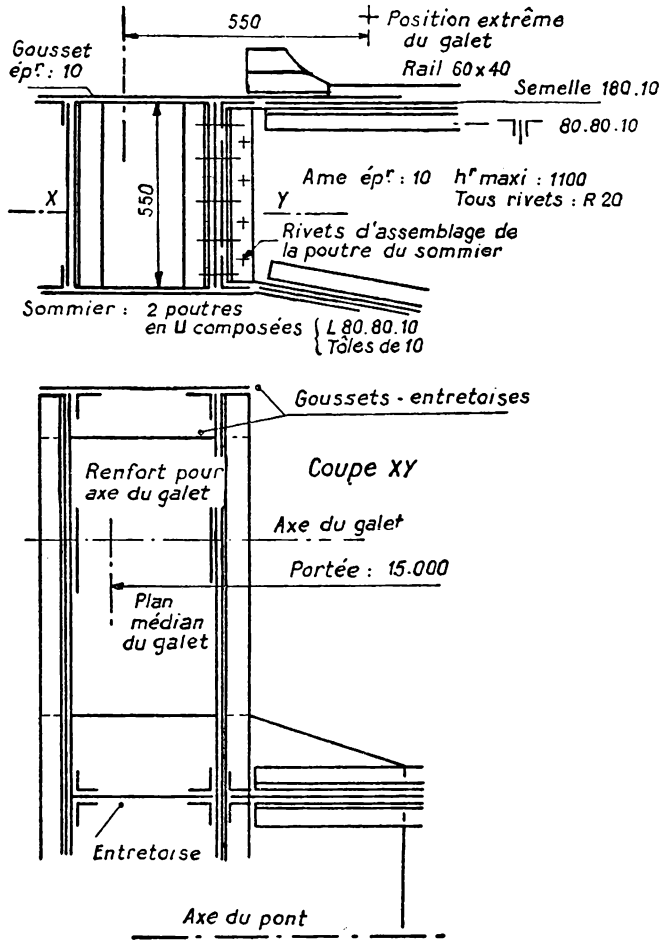


Fig. 6.21

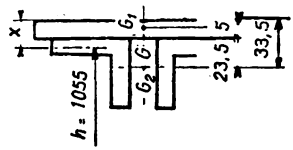


Fig. 6.22

Distance entre les centres de gravité des deux membrures :

$$h = 1\,100 - 2 \times 22{,}8,$$
$$h = 1\,055 \text{ mm}.$$

Le moment fléchissant maximal a lieu pour :

$$x = \frac{l}{2} - \frac{a}{4} = 712{,}5 \text{ cm}.$$

$$M_f = \frac{Px}{l}(2\,l - 2\,x - a).$$

$$M_{f\,\max} = 413 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Contrainte dans chacune des membrures :

$$\sigma = \frac{M_f}{hs} = 8\,000 \text{ N/cm}^2.$$

Vérification de la poutre :

Le module de section calculé est : $\frac{I}{v} = 6\,070 \text{ cm}^3$.

Poids de la poutre : 1 600 N/m.

Poids total : 24 000 N.

M_f poids propre $= \dfrac{24\,000 \times 1\,500}{8} = 45 \times 10^5 \text{cm} \cdot \text{N}.$

M_f total $= 458 \times 10^5$ cm · N.

Contrainte : $\sigma = 7\,550$ N/cm², contrainte admissible.

Vérification de la flèche.

En supposant la charge roulante au milieu de la poutre :

$f_1 = \dfrac{Ql^3}{48\,EI}$; $\quad Q = 122\,000$ N ;

$E = 2 \times 10^7$ N/cm².

I = moment d'inertie de la section de la poutre = 340 000 cm⁴.

$f_1 = 1{,}23$ cm.

Flèche due au poids propre :

$$f_2 = \frac{5\,Pl^3}{384\,EI}; \qquad P = 24\,000 \text{ N}.$$

$$f_2 = 0{,}15 \text{ cm}.$$

Flèche totale : $f = 1{,}38$ cm, inférieure à la flèche permise : $\dfrac{l}{1\,000} = 1{,}5$ cm.

Rails. — Les galets en fonte Ft25 sont de diamètre 400. La détermination de la largeur du rail en acier A42 se fera en admettant : $k = 250$ N/cm².

$Q = D\,b\,k$ avec : $Q = 61\,000$ N,

d'où : $b = 6$ cm. Rail de : 60 × 40.

Sommier. — Nous calculons ici les rivets d'assemblage d'une poutre principale au sommier.

Dans la position extrême du chariot : $x = 550$, la réaction à l'appui est :

$$R_A = \frac{P}{l}(2\,l - 2\,x - a) \quad \text{avec :} \quad P = 61\,000 \text{ N.}$$

$$R_A = 110\,000 \text{ N.}$$

Avec la moitié du poids de la poutre principale, 12 000 N, la réaction à l'appui, donc l'effort tranchant T entre appui et galet est : 122 000 N.

Rivets de 20 travaillant au double cisaillement.

$R_s' = 60$ N/mm², soit environ les $\frac{4}{5}$ de $R_s = 80$ N/mm².

Nombre de rivets : $n = \dfrac{122\,000}{2 \times 6 \times 314} = 3, \ldots\ldots$ soit 4 rivets, soit donc 5 rivets sur une aile et 4 sur l'autre aile des deux cornières d'assemblage.

6.2.2.4. Construction soudée

Le soudage des éléments, tôles et profilés (tubes compris) est devenu le mode général de construction de la charpente du pont roulant. Il en résulte :

— un allègement appréciable,
— un gain de temps, conséquence des procédés modernes de soudage,
— des formes très variées de poutres principales, en particulier la forme en caisson qui donne une construction aux lignes nettes.

La figure 6.23 donne trois sections de poutres en construction soudée, dont une en caisson (pont de 20 000 kg, 32,5 m).

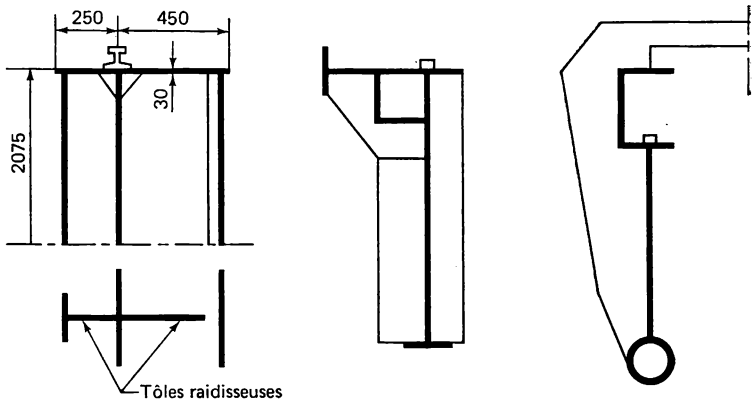


Fig. 6.23

Le rôle des tôles raidisseuses est important; la distance a entre tôles raidisseuses doit être telle que : $a \geqslant \frac{L}{35}$, L portée du pont. Une relation entre l'épaisseur e des semelles et cette distance a est également à observer : $e \geqslant \frac{a}{60}$. Enfin, l'épaisseur e' de l'âme doit être telle que : $e' \geqslant \frac{h}{60}$, h étant la hauteur de la poutre.

6.2.3. Poutre en treillis.

C'est le type de poutre le plus courant, pour toutes charges et toutes portées.

La hauteur de la poutre varie de $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{15}$ de la portée et sa forme très simple pour les portées moyennes est donnée par la figure 6.24.

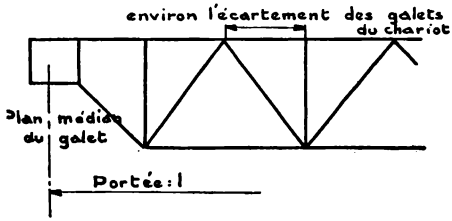


Fig. 6.24

Pour les portées importantes, supérieures à 20 m par exemple, donner à la poutre la forme approximative d'un solide d'égale résistance (fig. 6.25).

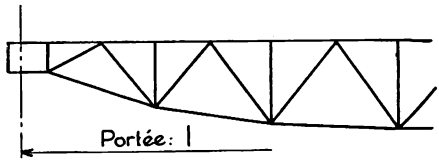


Fig. 6.25

La distance entre deux nœuds est à peu près égale à l'écartement des roues du chariot.

6.2.3.1. Détermination des poutres principales. — La recherche des efforts dans les barres se fait par la méthode graphique ou par la méthode de Ritter.

a) *Charge roulante.* — Le chariot se déplace, de gauche à droite par exemple, et le galet de gauche s'arrête à chacun des nœuds qu'il rencontre (fig. 6.26).

Pour chacune des positions du chariot, déterminer la réaction à l'appui gauche, le moment fléchissant au droit du galet de gauche G_1. Entre appui et galet G_1, effort tranchant : $T = R_A$.

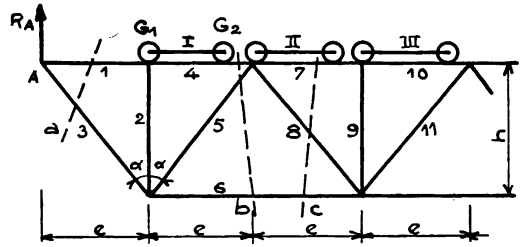


Fig. 6.26

Position I. — Déterminer graphiquement ou par le calcul, la réaction R_{AI} à l'appui.

Moment de flexion au droit de G_1 : $M_{fI} = R_{AI} \times e$.

Considérons le morceau de poutre situé à gauche de la section a (fig. 6.27). Prendre le moment des forces par rapport à M :

$$\text{Compression en 1} = \frac{M_{fI}}{h} = R_{AI} \times \frac{e}{h}.$$

La projection des forces sur la verticale nous donne :

$$\text{Extension en 3} = \frac{R_{AI}}{\cos \alpha}.$$

Ces résultats peuvent d'ailleurs se trouver par la construction du dynamique des trois forces.

Nous avons enfin dans la barre 2 :

Compression en 2 = charge du galet $G_1 = P$.

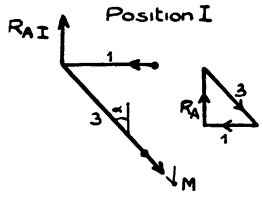


Fig. 6.27

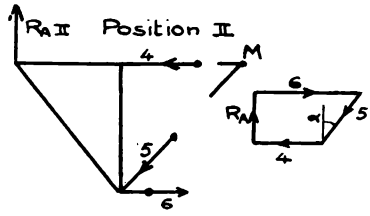


Fig. 6.28

Position II. — Soit R_{AII}, la nouvelle réaction en A :

$$M_{fII} = R_{AII} \times 2\,e.$$

L'équilibre du morceau de poutre, situé à gauche de la section b, nous donne les résultats suivants (fig. 6.28). Prendre les moments des forces par rapport à M.

Traction en 6 $= R_{AII} \times \frac{2e}{h}$.

Projeter les forces sur la verticale :

Compression en 5 $= \frac{R_{AII}}{\cos \alpha}$.

Projeter les forces sur l'horizontale :

Compression en 4 = Traction en 6 — compression en 5 $\times \sin \alpha$.

Position III. — Nouvelle réaction = R_{AIII} (fig. 6.29).

Équilibre du morceau de poutre situé à gauche de la section *c*.

Compression en 7 $= R_{AIII} \times \frac{3e}{h}$.

Traction en 8 $= \frac{R_{AIII}}{\cos \alpha}$.

Traction en 6 = compression en 7 — traction en 8 $\times \sin \alpha$.

La compression en 9 est égale à la charge du galet G_1, soit P.

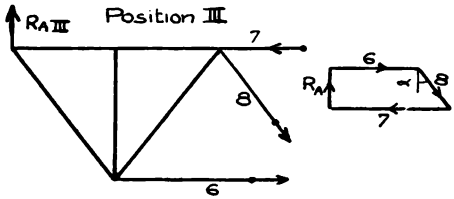


Fig. 6.29

On obtient ainsi un tableau des efforts maximaux dans les barres pour toutes les positions du chariot. On peut donc établir un avant-projet de la poutre; les membrures supérieures sont constituées par deux cornières ou deux fers U, avec une âme et une semelle si cela est nécessaire.

Diagonales et montants sont constitués par deux cornières.

Exemple : Pont roulant : 10 000 kg, 13,750 m (fig. 6.30).

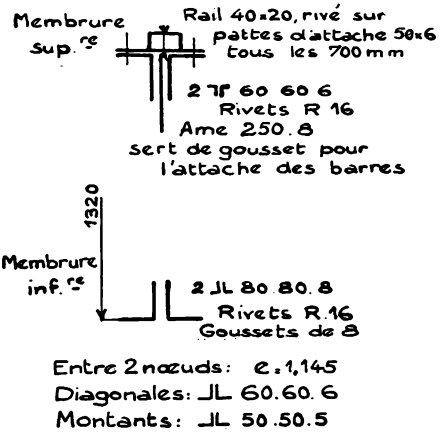


Fig. 6.30. — Pont roulant : 10 000 kg, 13,750 m.

b) *Efforts dans les barres dus au poids propre* (fig. 6.31). — Déterminer les réactions aux appuis A et B. La charge due au poids propre est répartie aux différents nœuds de la membrure supérieure.

Tracer le Crémona.

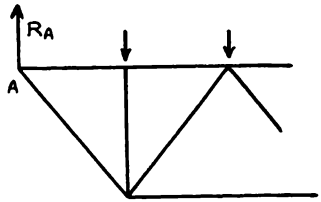


Fig. 6.31. — Poids propre réparti aux différents nœuds de la membrure supérieure.

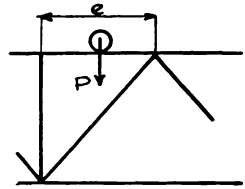


Fig. 6.32

c) *Flexion locale dans la membrure supérieure.* — Nous avons considéré ci-dessus le galet arrêté aux différents nœuds de la poutre.

Or, lorsqu'il se trouve entre deux nœuds, il provoque dans la membrure supérieure une flexion, d'où contraintes de traction et de compression dans cette barre déjà uniformément comprimée (fig. 6.32).

Dans les fibres supérieures de la barre, ces compressions s'ajoutent. Le moment fléchissant sera maximal lorsque le galet sera au milieu de la portée constituée par deux nœuds consécutifs :

$$M_f = \frac{Pe}{4}.$$

La contrainte maximale — fibres supérieures — devient alors :

Compression : $\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$.

σ_1 compression due à la charge roulante;

σ_2 compression due au poids propre;

σ_3 compression due à la flexion locale.

Sommier et contreventement des poutres principales. — Disposition et cons truction sont les mêmes que pour les poutres composées à âme pleine.

6.2.3.2. Exemple : Pont roulant : 10 000 kg, 22,155 m.

Tracé de la poutre principale (fig. 6.33).

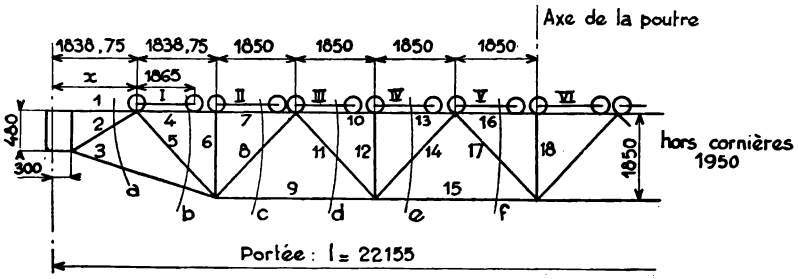


Fig. 6.33. — Tracé suivant lignes de trusquinage.

Hauteur de la poutre : 1,950, hors cornières, soit environ $\frac{1}{11}$ de la portée.

Écartement des galets du chariot : $a = 1{,}865$ m, voisin de la longueur entre deux nœuds voisins.

Poids du chariot plus charge = 140 000 N.

Charge sur un galet du chariot : $P = 35\,000$ N.

Détermination des efforts dans les barres.

a) *Charge roulante. — Position I* (fig. 6.34) :

Réaction : $$R_A = \frac{P}{l}(2\,l - 2\,x - a)$$

avec : $$x = 183{,}8 \text{ cm},$$

$$R_{AI} = 61\,200 \text{ N}.$$

Au droit du galet gauche :

$$M_{fI} = R_A \cdot x = 1\,125 \times 10^4 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Considérons la section a et l'équilibre du morceau de poutre à gauche de cette section. Le moment des forces pris par rapport à M nous donne :

Traction en 3 $= \frac{M_f}{h}$ avec ici : $h = 102$ cm,

$= 110\,000$ N.

Un dynamique très simple donne :

Compression en 2 = 70 000 N.

Compression en 1 = 36 000 N.

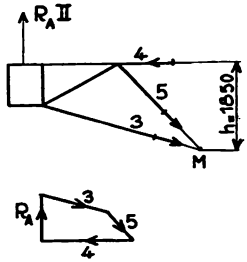


Fig. 6.34

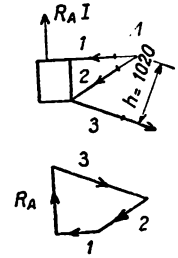


Fig. 6.35

Position II (fig. 6.35) : $x = 377{,}7$ cm. $R_{AII} = 55\,000$ N.

$$M_{fII} = 207 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Compression en 4 $= \frac{M_{fII}}{h}$ avec : $h = 185$ cm,

$= 112\,000$ N.

Un dynamique donne :

Traction en 5 = 18 000 N.

Traction en 3 = 116 000 N.

Compression en 6 = $P = 35\,000$ N.

Position III : $x = 562{,}7$ cm. $R_{AIII} = 50\,800$ N.

$$M_{fIII} = 286 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Traction en 9 $= \dfrac{M_f}{h}$ avec : $h = 185$ cm,

$= 154\,000$ N.

Compression en 8 $= \dfrac{R_A}{\cos \alpha}$ avec : $\alpha = 45°$,

$= 72\,000$ N.

Compression en 7 = Traction en 9 — compression en 8 $\times \sin \alpha$.

$= 83\,200$ N.

Position IV : $x = 747{,}7$ cm. $R_{AIV} = 43\,500$ N.

$$M_{fIV} = 325 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Compression en 10 $= 176\,000$ N.

Traction en 11 $= \dfrac{R_A}{\cos \alpha} = 61\,500$ N.

Traction en 9 = compression en 10 — Traction en 11 $\times \sin \alpha$.

$= 132\,500$ N.

Compression en 12 $= P = 35\,000$ N.

Position V : $x = 922{,}7$ cm. $R_{AV} = 35\,200$ N.

$$M_{fV} = 338 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Traction en 15 $= 183\,000$ N.

Compression en 14 $= 50\,000$ N.

Compression en 13 $= 147\,800$ N.

Position VI : $x = 1\,107{,}7$ cm. $R_{AVI} = 32\,300$ N.

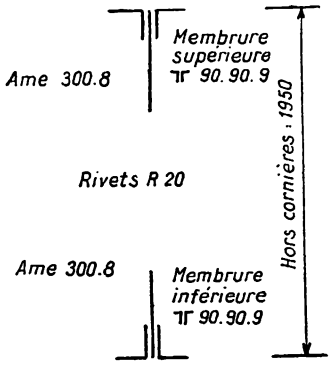


Fig. 6.36

$$M_{fVI} = 355 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Compression en 16 $= 192\,000$ N.

Traction en 17 $= 45\,700$ N.

Traction en 15 $= 159\,700$ N.

Compression en 18 $= 35\,000$ N.

b) *Poids propre.* — La section des membrures supérieure et inférieure est donnée par la figure 6.36.

Diagonales : deux cornières 70.70.7.

Montants : deux cornières 60.60.6.

Le poids propre peut se répartir suivant 2 300 N à chaque nœud de la membrure supérieure.

Tracé du Crémona (fig. 6.37).

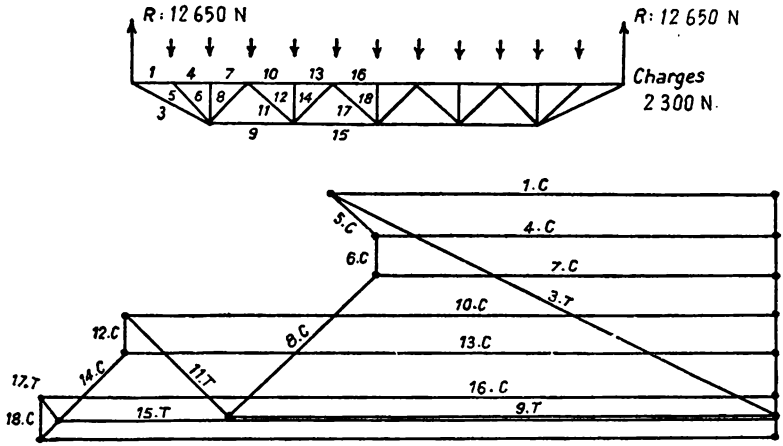


Fig. 6.37

Résumé.

Barre	Charge roulante		Poids propre		Total	
	Comp. N × 10^{-4}	Tract. N × 10^{-4}	Comp. N × 10^{-4}	Tract. N × 10^{-4}	Comp. N × 10^{-4}	Tract. N × 10^{-4}
1	3,6		2,5		6,1	
2	7,0				7,0	
3		11,6		2,8		14,4
4	11,2		2,2		13,4	
5		1,8	0,35			1,45
6	3,5		0,23		3,73	
7	8,32		2,2		10,52	
8	7,2		1,1		8,3	
9		15,4		3,0		18,4
10	17,6		3,6		21,2	
11		6,15		0,8		6,95
12	3,5		0,23		3,73	
13	14,78		3,6		18,38	
14	5,0		0,5		5,5	
15		18,3		4,0		22,3
16	19,2		4,1		23,3	
17		4,57		0,2		4,77
18	3,5		0,23		3,73	

Membrure supérieure. — Compression maximale : 233 000 N.

Section brute : 59 cm²; contrainte : 4 000 N/cm².

Membrure inférieure. — Traction maximale : 223 000 N.

Section nette : 55 cm²; contrainte : 4 050 N/cm².

Montants. — Compression maximale : 37 300 N.

Section brute : 14 cm²; contrainte : 2 650 N/cm².

Diagonales :

Compression maximale	83 000 N.
Traction maximale	69 500 N.

Section brute = 18,8 cm²; contrainte maximale; compression : 4 500 N/cm².

Diagonales et montants doivent être vérifiés au flambage. Entre les nœuds d'extrémités, les deux cornières qui constituent ces barres sont réunies en deux points par fourrure et rivet.

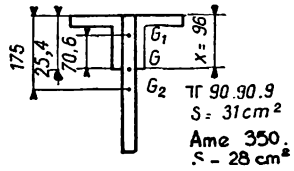


Fig. 6.38

c) *Flexion locale* (fig. 6.38) :

$$M_f = \frac{Pl}{4} ; \qquad P = 35\,000 \text{ N} ; \qquad l = 185 \text{ cm} ;$$

$$M_f = 162 \times 10^4 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Centre de gravité de la membrure supérieure :

$$28 \times 17{,}5 + 31 \times 2{,}54 = x \times 59.$$

$$x = 9{,}6 \text{ cm}.$$

Moment d'inertie : I_{GX},

$$I_{GX} = \underbrace{\frac{0{,}8 \times 35^3}{12}}_{\text{Ame}} + \underbrace{368 + 31 \times 7{,}06^2}_{\text{Cornières}} \text{ cm}^4.$$

$$= 4\,768 \text{ cm}^4.$$

Module de section : $\frac{I}{v} = 500 \text{ cm}^3$, avec : $v = 9{,}6$ cm.

Contrainte — compression — dans les fibres supérieures de la membrure : $\sigma = 3\,200$ N/cm².

Contrainte totale — compression — approximative :

$$\sigma = 4\,000 + 3\,200 = 7\,200 \text{ N/cm}^2.$$

Un calcul plus précis de la membrure à la fois fléchie et comprimée peut être fait suivant les règles C. M. (tome VI). Le résultat est d'ailleurs peu différent en raison des valeurs faibles des contraintes et de l'élancement de la membrure.

Construction. — Joint de la membrure supérieure (fig. 6.39).

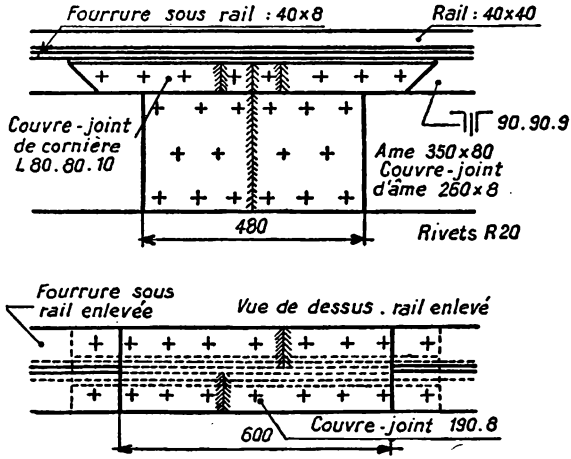


Fig. 6.39

Joint d'âme : 2 couvre-joints 260 · 480 · 8.

Section d'âme : 350 × 8 = 2 800 mm².

Section de deux couvre-joints : 2 × 260 × 8 = 4 160 mm².

Section des rivets d'un même côté du joint : huit rivets de 20 soit : 2 520 mm².

Joints de cornières : deux cornières de 80 · 80 · 10, section 3 020 mm², alors que la section des deux cornières à assembler — 90 · 90 · 9 — est de 3 100 mm², mais les joints de ces deux cornières sont décalés de deux rivets ; de plus un couvre-joint de 190 · 8 recouvre la partie supérieure de la membrure : section 1 520 mm².

Total : 4 540 mm².

Fixation du rail (fig. 6.40). — Rail 40 × 40.

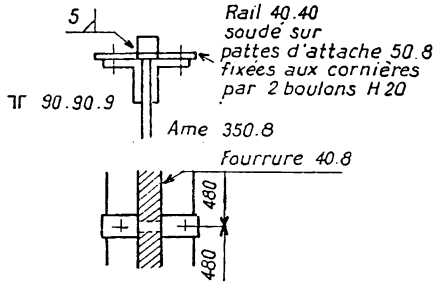


Fig. 6.40

Contreventement des poutres principales (fig. 6.41 .

Sommier (fig. 6.42).

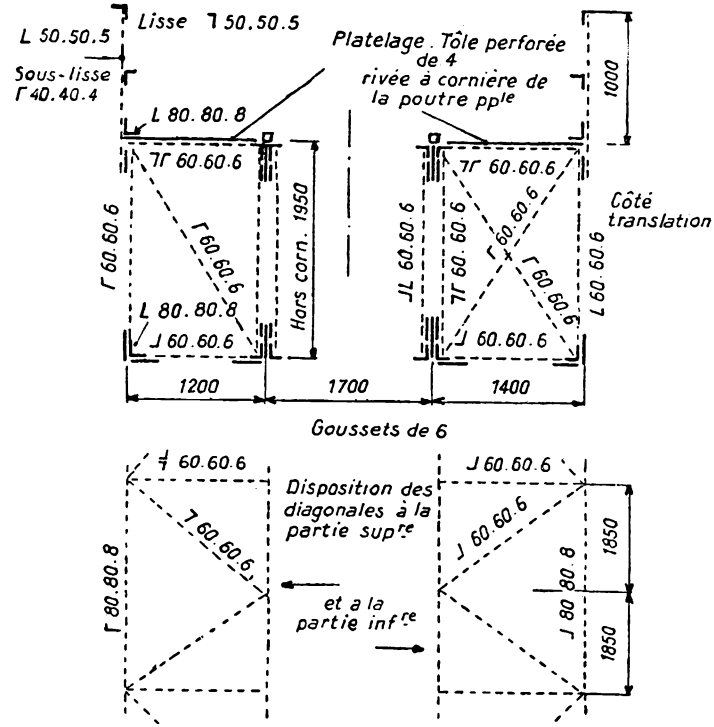


Fig. 6.41

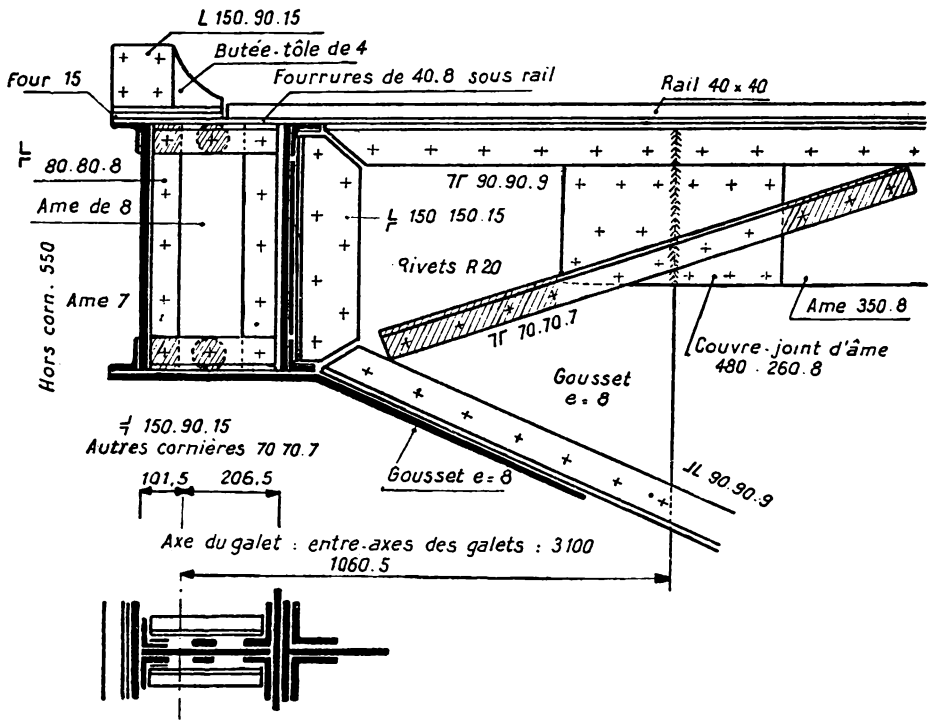


Fig. 6.42

6.3. Chemin de roulement du pont.

Une poutre — poutrelle, poutre à âme pleine ou en treillis — repose sur des consoles ou des poteaux pouvant faire partie de la charpente même de l'atelier.

Le calcul de ces poutres est le même que le calcul des poutres principales du pont. Nous avons donc à considérer l'écartement e des galets de pont et l'action R de chacune des poutres principales. Cette charge R sur chacun des galets est évidemment calculée pour la position extrême droite ou gauche du chariot chargé sur le pont.

La largeur b du rail de roulement ou le diamètre des galets se déterminent comme nous l'avons vu.

Il est nécessaire de prévoir à chaque extrémité du chemin de roulement une *butée de pont et un interrupteur de fin de course*; celui-ci a pour effet de supprimer le courant au moteur de translation du pont, lorsqu'il est à une certaine distance de la butée.

6.4. Mécanisme de translation du pont.

Nous savons déterminer (§ 1.4.3) :

La réduction x du réducteur, qu'il s'agisse d'une commande à bras ou mécanique;

La puissance du moteur à installer ou l'effort à exercer sur la chaîne pendante;

Le couple résistant que doit fournir le frein.

Les applications qui suivent nous donnent les principes et les détails de construction, ainsi que quelques valeurs numériques.

6.4.1. Galets de roulement (fig. 6.43). — Diamètre et largeur du rail sont déterminés (§ 6.2.2.1). Ces galets sont en fonte Ft25 ou en acier moulé A56M, suivant l'importance de la charge qu'ils supportent.

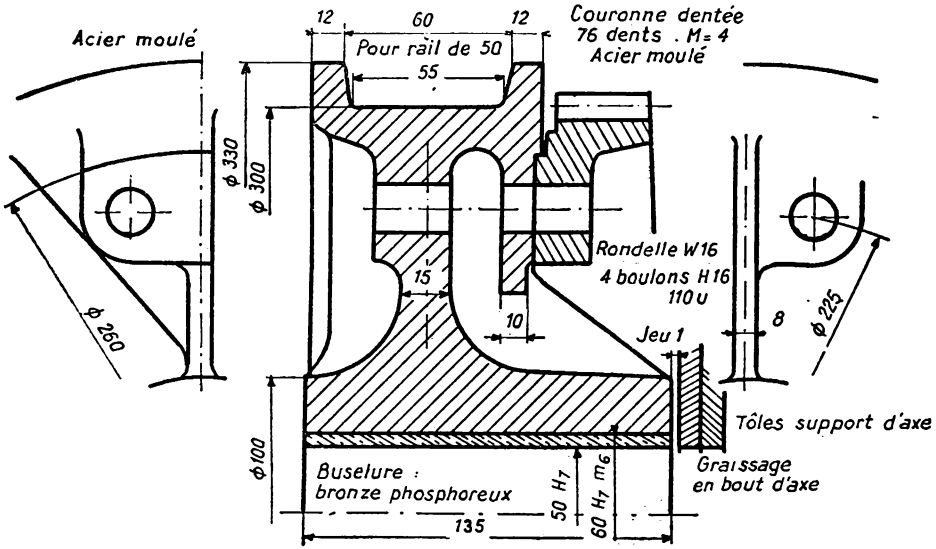


Fig. 6.43

Deux de ces quatre galets sont moteurs; la couronne dentée fixée à chacun des galets engrène avec un pignon claveté sur l'arbre moteur. Celui-ci a donc une longueur égale à la portée du pont. On conçoit bien que, si un seul des galets était moteur, il y aurait risque de coincement du point sur son chemin de roulement, surtout lorsque le chariot est dans une position extrême sur le pont.

Cet arbre est commandé au milieu de sa longueur, soit par la roue à chaîne, soit par le moteur. Les angles de torsion entre le milieu de l'arbre et les pignons d'extrémités sont alors égaux et l'attaque des pignons se fait au même instant.

Le même raisonnement amène le constructeur à placer le frein de translation également au milieu du pont.

Rappelons que moteur, réducteur, frein et arbre des pignons sont placés sur la passerelle.

Les galets tournent sur un axe fixé par plaquette-ergot dans l'âme des poutres du sommier. Ils peuvent être montés sur roulements à billes ou à rouleaux, mais cette solution est exceptionnelle : un défaut de parallélisme des rails peut provoquer, en effet, des efforts axiaux importants sur les galets.

Frein. — Il doit pouvoir exercer son action dans les deux sens de rotation; c'est un frein à sabots, à lame, ou à disque.

Afin d'en réduire l'encombrement et par conséquent le poids, il est souvent placé sur l'arbre du moteur; mais rappelons, ici encore, que la sécurité est moindre.

6.4.2. Réducteur. — Il comporte, en général, un, deux ou trois couples de roues dentées, y compris pignon et couronne dentée du galet.

6.4.2.1. Pont roulant : 6 000 kg, 5,200 m, manœuvre à bras.

Voir paragraphe 6.2.2.3 (fig. 6.44 et 45).

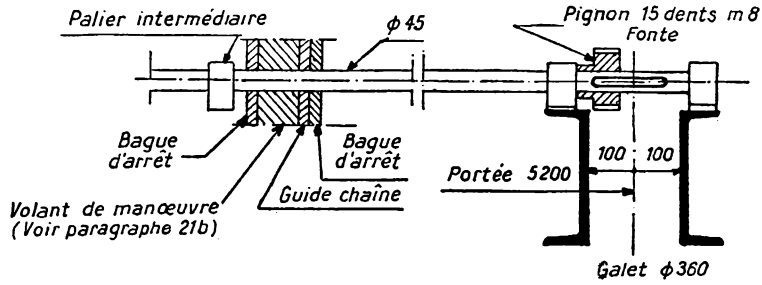


Fig. 6.44

Poids du chariot et de la charge	72 000	N.
Charpente et translation	14 000	N.
Poids total du pont	Q = 86 000	N.

Couple résistant suivant l'axe du galet = $Q(\delta + fr)$.

r = rayon de l'axe du galet = 2,5 cm.

R : rayon du galet = 18 cm.

δ = 0,08 cm, galet en fonte et rail en acier.

f = 0,1, douille bronze et axe acier. Graissage par Stauffer :

$$C_r = 28\,400 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Augmenter ce résultat de 60 % : frottement entre rails et joues des galets, défaut d'horizontalité du rail;

d'où : $C_r = 45\,000$ cm · N.

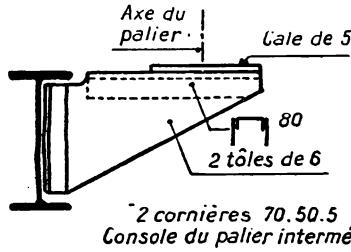


Fig. 6.45

La réduction adoptée est ici : $x = \frac{15}{45} = \frac{1}{3}$ et le rendement du couple de roues dentées est admis égal à :

$$\eta = 0{,}9.$$

Couple moteur à fournir :

$$C_m = C_r \times x \times \frac{1}{\eta} = 16\,600 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Diamètre du volant de manœuvre : 600. Rayon = 30 cm.

Effort sur la chaîne pendante :

$$F = \frac{16\,600}{30} = 550 \text{ N}.$$

Le diamètre de l'arbre de transmission est pris = 45 mm. Sous l'effet du couple 16 600 cm · N, il en résulte une contrainte de torsion inférieure à 10 N/mm²; on ne descend pas au-dessous du diamètre 40, car l'angle de déformation θ doit rester faible.

Songer d'ailleurs que cet arbre fléchit avec le pont, d'où contrainte supplémentaire. On peut d'ailleurs éviter cette flexion en utilisant un palier intermédiaire ouvert, sans coussinet supérieur et sans chapeau.

6.4.2.2. Pont roulant : 10 000 kg, 22,155 m.

Voir paragraphe 6.2.3.2 (fig. 6.46 et 47).

Poids du chariot et de la charge	140 000 N.
Poids de la charpente	142 500 N.

Position extrême du chariot sur le pont : $x \approx 0$.

Réaction correspondant à une poutre principale : R_A = 67 000 N.

Charge maximale sur un galet : $67\,000 + \frac{142\,500}{4} = 102\,000$ N.

Galet : diamètre 700. Largeur du rail : 70, ce qui donne pour k la valeur : 200 N/cm². Le galet peut donc être en fonte Ft25.

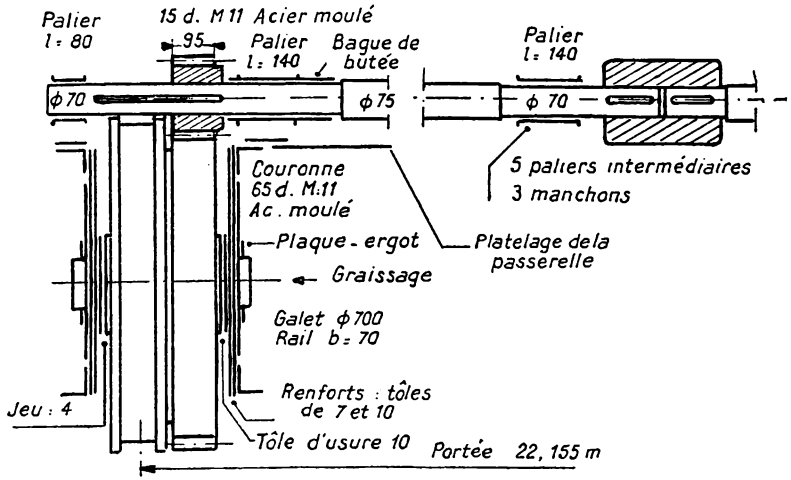


Fig. 6.46

Puissance du moteur. — Charge totale à déplacer : $Q = 282\,500$ N.

Couple résistant suivant l'axe du galet : $Q(\delta + fr)$

avec : $\delta = 0{,}08$ cm, fonte sur acier.

$f = 0{,}01$, bronze sur acier, Stauffer.

$r = 5{,}5$ cm, rayon de l'axe du galet.

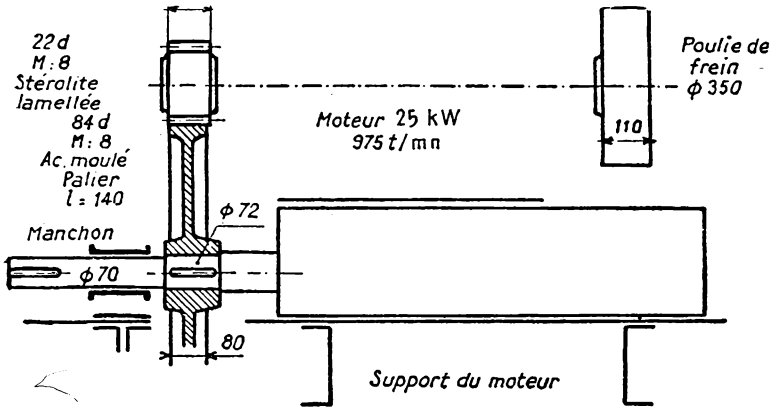


Fig. 6.47

Couple résistant : 178 000 cm · N.

Effort résistant à la jante du galet : $F_r = \frac{178\,000}{35} = 5\,000$ N.

Augmenter cette valeur de 60 % : $F_r = 8\,000$ N.

La vitesse de translation du pont est prévue de : 130 m/mn. C'est une vitesse élevée, justifiée par la masse moyenne de la charge 10 000 kg et le service particulièrement dur que l'on attend de cet appareil de levage : pont d'industrie métallurgique :

$$v = \frac{13}{6} \text{ m/s.}$$

Etant donné la vitesse élevée du pont, nous aurons vraisemblablement besoin d'un réducteur à deux couples de roues dentées, soit un rendement de la transmission : $\eta = 0{,}9^2 = 0{,}8$. Dans le déplacement à vitesse constante, la puissance absorbée est donc : $\frac{F_r \cdot v}{\eta} = 22\,000$ W, soit 22 kW.

Le démarrage doit se faire en six secondes. Ne considérons que les forces d'inertie des masses en translation, en négligeant les masses en rotation :

$$F_i = \frac{mv}{t} ; \qquad \text{masse : } m \approx 29\,000 \text{ kg.}$$

$$F_i = 10\,500 \text{ N.}$$

Au démarrage, à la jante du galet : $F_r = 8\,000 + 10\,500 = 18\,500$ N.

Puissance absorbée : $\frac{F_r \cdot v}{\eta}$; elle varie de 0, pour $v = 0$, à 50 kW, pour $v = \frac{13}{6}$ m/s.

Nous choisissons un moteur de 25 kW à 975 tr/mn.

Au démarrage, il devra donc fournir un couple moteur d'environ 200 % de son couple normal.

Réduction. — Nombre de tours du galet : $\frac{130}{\pi \cdot 0{,}7} = 59$ tr/mn.

Réduction : $x = \frac{59}{975} = \frac{1}{16{,}5}$.

Deux couples de roues dentées suffisent :

1° Couronne dentée du galet et pignon : 65 et 15 dents.

2° Pignon de moteur et roue : 22 et 84 dents,

soit : $$x = \frac{15}{65} \cdot \frac{22}{84} = \frac{1}{16{,}5}.$$

Le diamètre du galet est 700 mm ; le diamètre primitif de la couronne a une valeur voisine. Adoptons le module 11 :

$$D_p = 715 \text{ mm.}$$

Largeur de denture : 95 mm.

Quel matériau pouvons-nous adopter ?

Effort tangentiel au diamètre primitif : $F = 18\,500 \cdot \frac{700}{715}$.

$$F = 18\,000 \text{ N.}$$

La contrainte dans une dent est alors : $\sigma = 90$ N/mm² ; l'acier moulé s'impose, A56M par exemple.

Le diamètre minimal de l'arbre intermédiaire, dans les portées de paliers, est 70 mm.

Le couple maximal transmis : $C = 18\,500 \times 35 \cdot \frac{15}{65} \cdot \frac{1}{\eta}$.

η = rendement d'un couple d'engrenages = 0,9.

$$C = 166\,000 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

La contrainte de torsion est alors inférieure à 25 N/mm². La déformation qui en résulte est faible, soit environ 4 degrés pour la longueur d'arbre intéressé — 10 m, diamètre 75.

Frein. — Frein à sabots calé sur l'arbre du moteur : $n = 975$ tr/mn.

Diamètre de la poulie : 350.

Largeur : 110.

Nous prévoyons un arrêt du pont en quatre secondes.

La force d'inertie motrice qui en résulte : $F_i = \frac{mv}{t} = 16\,700$ N.

La force résistante F_r due au frottement vient diminuer cet effort ; considérons sa valeur non majorée : 5 000 N.

Il vient donc :

Force motrice à la jante du galet : 11 700 N.

Couple résistant que doit fournir le frein :

$$C_r = 11\,700 \times 35 \times x \times \eta$$

avec : $x = \frac{1}{16,5}$, $\eta = 0,8$.

Nous avons négligé l'inertie des masses en rotation; ne tenons donc pas compte du rendement η de la transmission qui a pour effet de soulager le frein :

$$C_r = 11\,700 \times 35 \times \frac{1}{16,5} = 25\,000 \text{ cm} \cdot \text{N, soit } 250 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

6.5. Chariot de pont roulant.

Il est composé d'un châssis en profilés ou tôles assemblés par soudure, des quatre galets de roulement dont deux sont moteurs et des mécanismes suivants :

Treuil de levage;

Mécanisme de direction du chariot.

6.5.1. Chariot du pont roulant : 10 000 kg. — Treuil de levage (fig. 6.48, 49, 50). — La vitesse de levage prévue est : 11,5 m/mn.

Puissance utile : $\frac{100\,000 \times 11{,}5}{60} = 19\,200$ W.

Rendement de la transmission :

Moufle : 0,97.

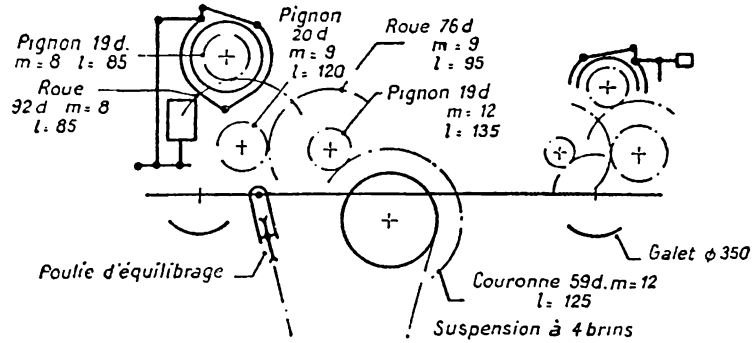
Tambour : 0,95.

Trois couples d'engrenages sont nécessaires : $0{,}93^3 = 0{,}80$.

Rendement total : 0,73.

Puissance du moteur à installer :

$$P = \frac{19\,200}{0{,}73} = 26\,000 \text{ W, soit } 26 \text{ kW.}$$



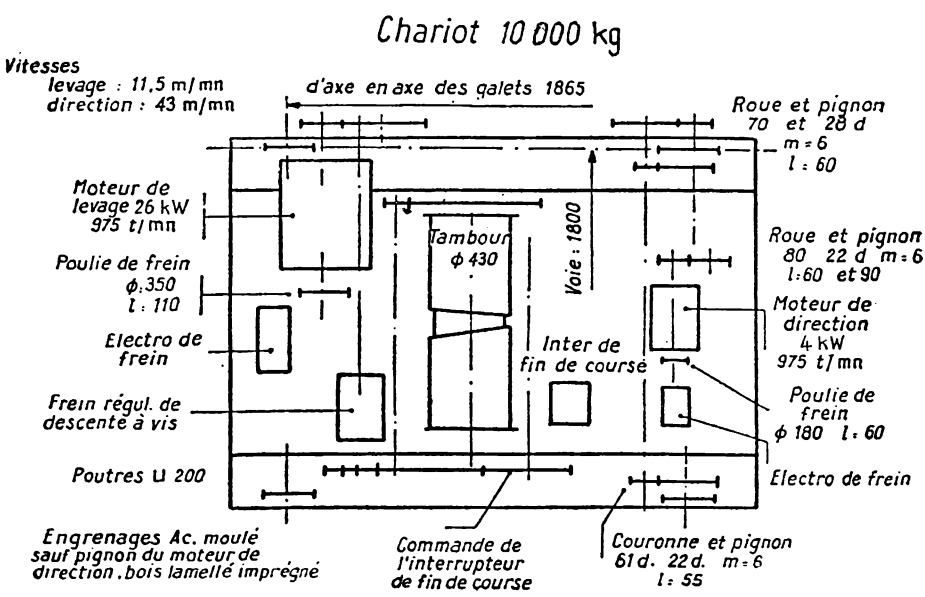


Fig. 6.48

Au démarrage, de durée fixée à quatre secondes, interviennent les forces d'inertie, résistantes.

Considérons la charge : $F_i = \frac{mv}{t}$; $m = 10\,000$ kg.

$F_i = 500$ N, force négligeable.

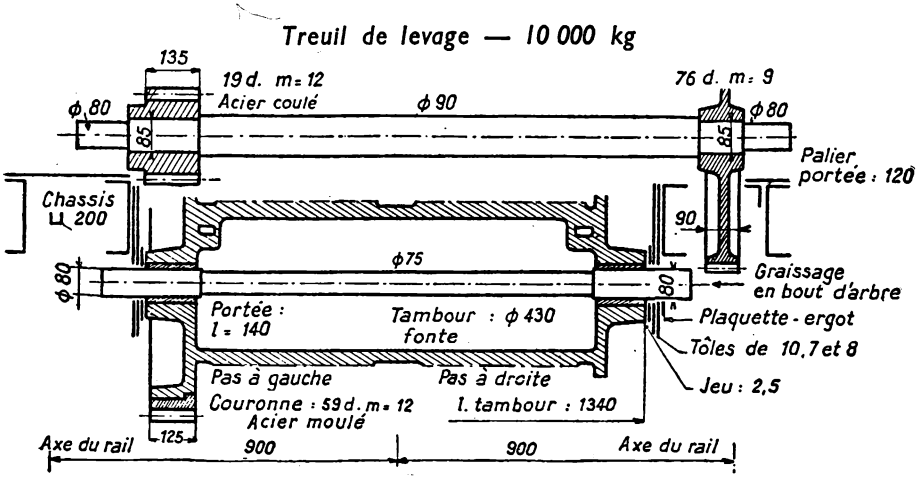


Fig. 6.49

L'inertie des masses tournantes est ici plus importante; nous pouvons néanmoins choisir un moteur de 26 kW, $n = 975$ tr/mn. Il n'aura à fournir au démarrage qu'un couple légèrement supérieur à son couple normal.

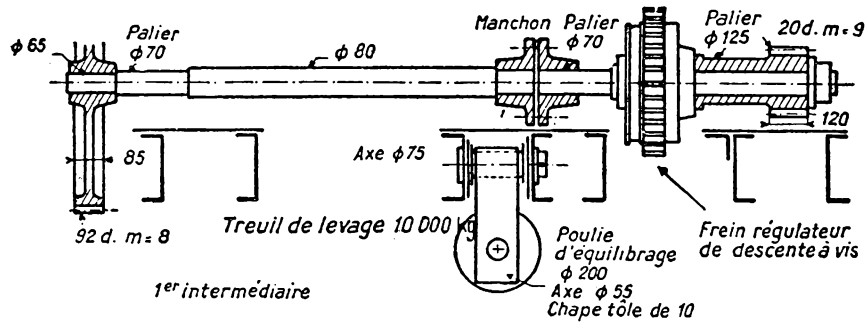


Fig. 6.50

Réduction du train d'engrenages. — Nombre de tours du tambour ; sa vitesse est double de la vitesse de levage : $n = 17$ tr/mn.

Réduction : $x = \frac{17}{975} = \frac{1}{57}$, obtenue par trois couples de roues dentées.

Arbre du tambour. — Il est à douilles de bronze U-E9P et tourne sur son axe fixe.

Charge au milieu des moyeux du tambour :

Tension des deux brins du câble : 25 000 N.

Effort tangentiel à la couronne dentée :

$50\,000 \times \frac{430}{708} = 30\,000$ N, dont la composante verticale = 17 000 N, et la composante horizontale = 25 000 N. Cet effort tangentiel est reporté uniquement sur le moyeu gauche du tambour.

Donc : moyeu gauche : verticalement : 42 000 N ; horizontalement : 25 000 N; moyeu droite : verticalement : 25 000 N.

La distance entre le milieu de chacun des moyeux et l'appui sur les tôles est égale à 90 mm.

Réactions aux appuis d'extrémités :

Verticalement : appui gauche : 41 000 N; appui droite : 26 000 N.
Horizontalement : appui gauche : 23 000 N; appui droite : 2 000 N.

Le moment fléchissant est maximal au moyeu gauche :

Horizontalement : $41\,000 \times 9 = 369\,000$ cm · N.
Verticalement : $23\,000 \times 9 = 207\,000$ cm · N.
Composante : 423 000 cm · N.

Un diamètre d'arbre de 80 donne la contrainte :

$\sigma = 83$ N/mm², admissible pour l'acier C20.

La pression diamétrale entre moyeu et arbre :

$$p = \frac{P}{S};$$

$$S = 8 \times 14 = 112 \text{ cm}^2.$$

P est la composante des forces : 42 000 et 25 000 N, soit : 49 000 N.

$$p = 430 \text{ N/cm}^2.$$

Entre tôles d'appui et axe, nous avons :

$$S = 2{,}5 \times 8 = 20 \text{ cm}^2.$$

P devient la composante des forces : 41 000 et 23 000 N, soit : 48 000 N.

$$p = 2\,400 \text{ N/cm}^2.$$

Toutes ces valeurs sont acceptables, au-dessous des limites indiquées.

Frein bloqueur à sabots. — Il est calé sur l'arbre du moteur : $n = 975$ tr/mn. C'est pendant la période d'arrêt, à la descente de la charge, qu'il doit fournir le couple résistant maximal. Les forces d'inertie sont motrices, mais les frottements dans la transmission soulagent le frein.

Dans un calcul rapide négligeons l'une et l'autre de ces actions opposées.

Couple moteur suivant l'axe du tambour :

$$C_m = 50\,000 \times 21{,}5 = 1\,080\,000 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Couple résistant que doit fournir le frein :

$C_r = 1\,080\,000 \times x$; avec : $x = \frac{1}{57}$.

$C_r = 18\,900$ cm · N, soit, environ : 190 m · N.

Interrupteur de fin de course (fig. 6.51). — Le moufle ne doit pas heurter le chariot en fin du mouvement de levage. Un écrou, commandé par une vis entraînée par le tambour, coupe l'arrivée de courant au moteur de levage.

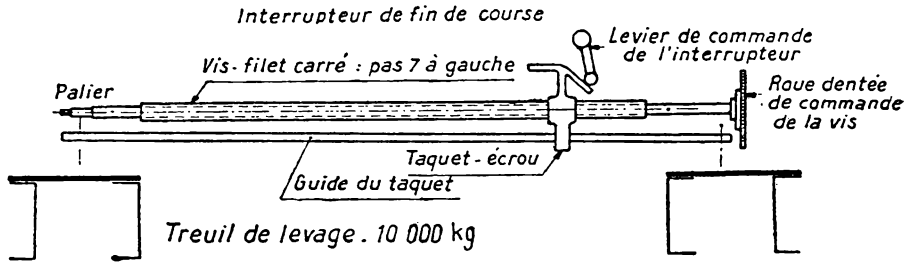


Fig. 6.51

Treuil de direction (fig. 6.52 et 53). — Les calculs se conduisent comme dans le cas de la translation du pont.

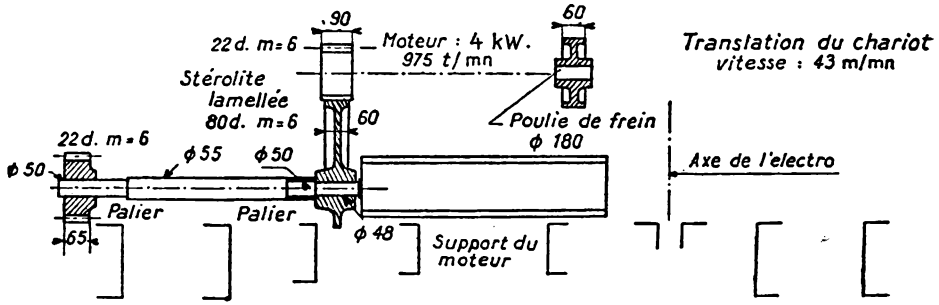


Fig. 6.52

Nous installons sur le chariot un moteur de 4 kW à 975 tr/mn, assurant une vitesse de translation du chariot de 43 m/mn.

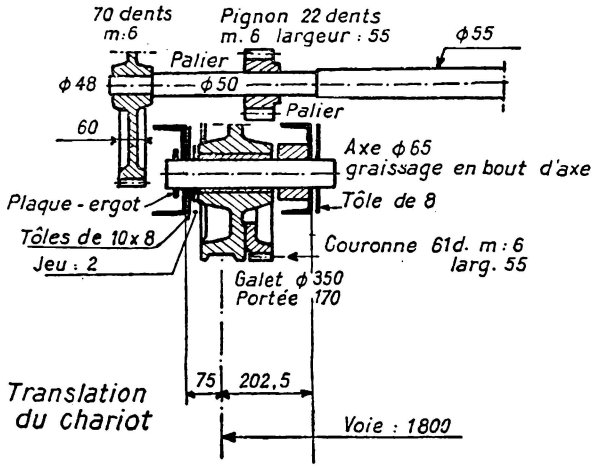


Fig. 6.53. — Translation du chariot.

6.5.2. Quelques réalisations

Elles sont représentées par les figures 6.54, 6.55, 6.56.

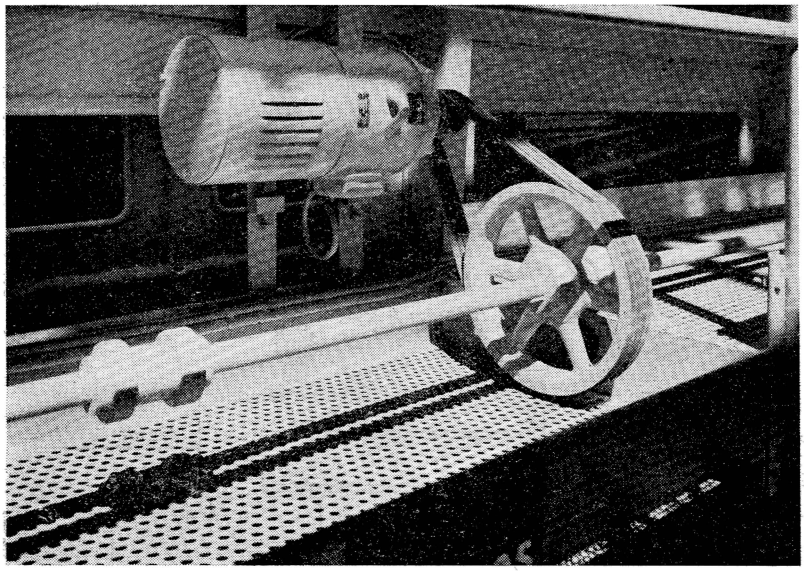


Fig. 6.54. — Mécanisme de translation de pont roulant : moteur frein à démarrage progressif (Ferrand et Frantz).

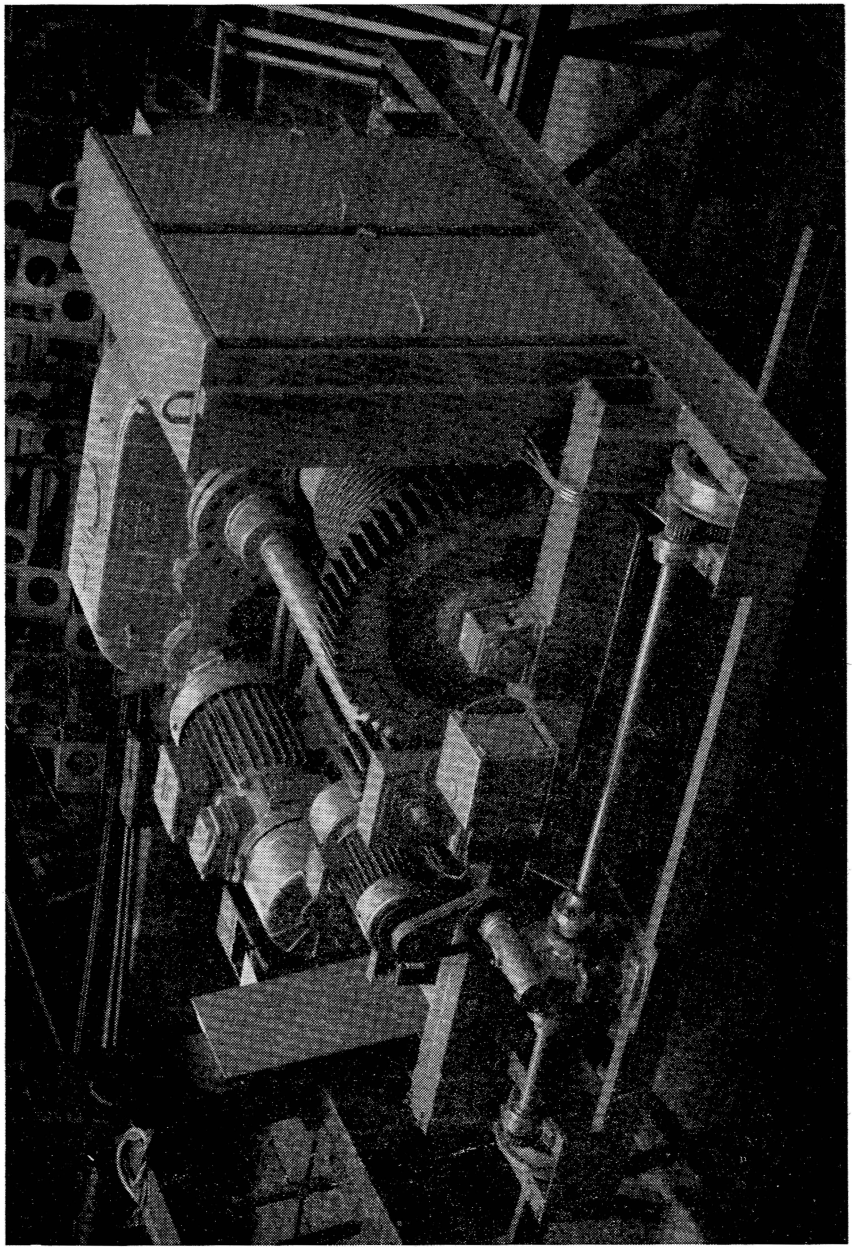


Fig. 6.55. — Chariot-treuil pour pont roulant de 40 000 kg (Ferrand et Frantz).

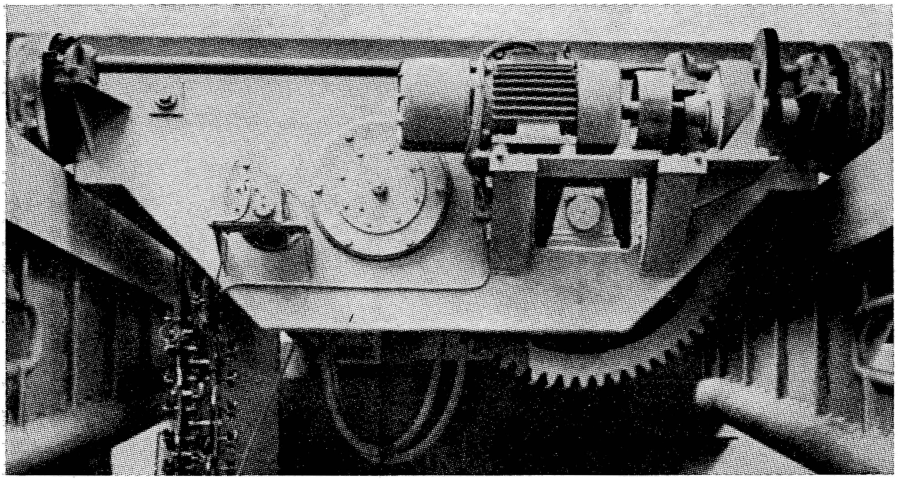


Fig. 6.56. — Vue du mécanisme de translation du chariot pour pont roulant de 40 000 kg (Ferrand et Frantz).

6.6. Portiques roulants.

Les chemins de roulement des ponts roulants étudiés jusqu'ici font partie de la charpente même de l'atelier. Imaginons le même appareil desservant le parc à matières d'une usine; deux solutions sont possibles :

a) Une charpente fixe supporte le chemin de roulement sur toute la longueur du parc et le pont roulant est du type déjà étudié.

b) La charpente entière du pont — poutres principales et palées — se déplace sur rails placés au niveau du sol; nous avons alors un portique roulant (fig. 6.57). La portée totale du portique est souvent importante ; exemple : portique roulant de 5 000 kg, portée totale 46,700 m.

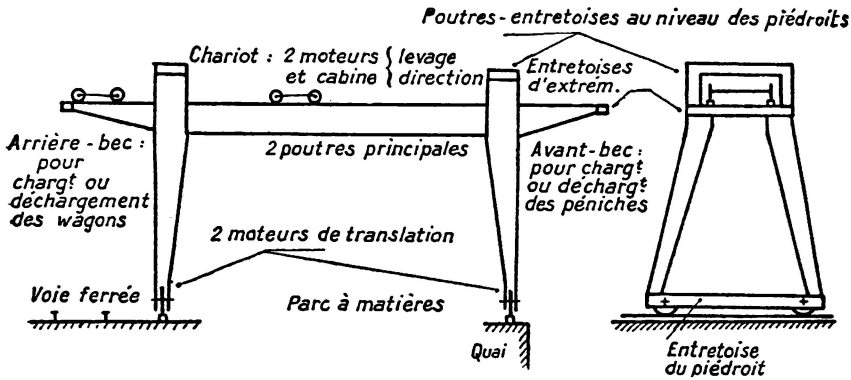


Fig. 6.57

Dans les gares ou dans la cour de chargement d'une usine, le portique ou chevalet est un appareil plus modeste; il franchit deux voies ferrées voisines, ou une voie ferrée et un camion automobile, ou même un seul camion.

6.6.1. Calcul de la charpente (fig. 6.58). — Le portique reçoit la charge Q du chariot; pratiquement cette charge Q est répartie sur deux galets, mais le principe du calcul exposé ci-dessous reste le même.

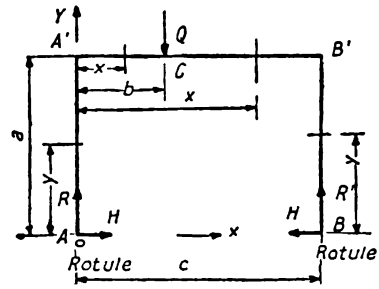


Fig. 6.58

Les palées AA′ et BB′ travaillent à la compression et à la flexion. Aux appuis A et B nous assimilons les galets de roulement à des rotules. Le système donné est hyperstatique; les réactions R et R' se déterminent par les méthodes habituelles de la statique, mais il n'en est pas de même pour les réactions H nécessairement égales et opposées en A et B.

Calcul des réactions H = application du théorème de Castigliano.

1° Palée AA'. — Moment fléchissant dans une section définie par y :

$$M_1 = -Hy.$$

Travail élastique correspondant pour toute la palée :

$$\mathcal{C}_1 = \frac{1}{2}\int_0^a \frac{M_1^2}{EI}\cdot dy.$$

Nous admettons I constant dans toute la construction :

$$\mathcal{C}_1 = \frac{a^3}{6\,EI}\cdot H^2.$$

2° Partie de poutre principale $A'C$. — Moment fléchissant dans une section définie par x :

$$M_2 = Rx - Ha.$$

Travail élastique :

$$\mathcal{C}_2 = \frac{1}{2}\int_0^b \frac{M_2^2}{EI}\,dx.$$

$$\mathcal{C}_2 = \frac{1}{2\,EI}\left(\frac{R^2 b^3}{3} - RH\,a\,b^2 + H^2 a^2 b\right).$$

3° Partie CB'. — Par permutation de R et R' et de b en $b' = c - b$, on a :

$$\mathcal{C}_3 = \frac{1}{2\,EI}\left(\frac{R'^2 b'^3}{3} - R'H\,a\,b'^2 + H^2 a^2 b'\right).$$

4° Palée BB' : $$\mathfrak{T}_4 = \frac{a^3}{6\,EI} \cdot H^2.$$

Nous trouvons ainsi le travail élastique total : $\mathfrak{T}$.

Formons : $$\frac{d\mathfrak{T}}{dH} = 0.$$

Il vient : $H \cdot \frac{2\,a}{3}\,(2\,a + 3\,c) = Qb\,(c - b)$, d'où l'inconnue H. Il est alors possible de calculer le moment fléchissant dans une section quelconque de la poutre. Dans le cas réel de I variable, les calculs sont un peu plus laborieux.

Etudions la variation de H lorsque la charge Q se déplace.

Il suffit de faire varier b.

1° $b = 0$, donc charge en A'; nous avons : $H = 0$, $R = Q$, $R' = 0$;

2° $b = c$, donc charge en B'; nous avons : $H = 0$, $R = 0$, $R' = Q$;

3° Maximum de H :

$\frac{dH}{db} = 0$ pour : $b = \frac{c}{2}$; la charge est au milieu de la poutre.

$$H_{max} = \frac{3\,Q}{8}\,\frac{c^2}{a\,(2\,a + 3\,c)}.$$

Variation du moment fléchissant lorsque la charge se déplace.

1° Moment fléchissant en A'.

$M_{A'} = -Ha$, maximal avec H, donc charge au milieu de la poutre.

2° Moment fléchissant en C au droit de la charge Q.

$$M_C = Rb - Ha$$

avec : $$R = Q\,\frac{c - b}{c}$$

et : $$H = \frac{3\,Q}{2\,a}\,\frac{c\,b - b^2}{2\,a + 3\,c}.$$

M_C est maximal pour $\frac{dM_C}{db} = 0$, soit pour : $b = \frac{c}{2}$, charge au milieu de la poutre.

$$M_{C\,max} = \frac{Q}{8}\,\frac{c\,(4\,a + 3\,c)}{2\,a + 3\,c}.$$

Application. — $Q = 100\,000$ N, $a = 5$ m, $c = 20$ m.

Pour $b = 10$ m, nous trouvons : $H_{max} = \frac{300\,000}{7}$ N.

$$M_{A'\,max} = \frac{1\,500\,000}{7}\ \text{m} \cdot \text{N}.$$

$$M_{C\,max} = \frac{2\,000\,000}{7}\ \text{m} \cdot \text{N}.$$

Si nous avions considéré la poutre principale reposant sur des appuis simples en A' et B', nous aurions :

$$M_{A'} = 0.$$

$M_{c\,max} = \frac{Qc}{4} = \frac{2\,000\,000}{4}$ m · N, supérieur au moment fléchissant calculé ci-dessus ; par contre, nous constatons que les moments fléchissants aux encastrements en A' et B' sont importants : $\frac{1\,500\,000}{7}$ m · N.

Pratiquement, le calcul se fait de la façon suivante, surtout lorsqu'il s'agit de grandes portées. L'une des palées AA' est rigide, construite pour résister au moment fléchissant qu'elle reçoit de la poutre principale (fig. 6.59). Cette palée est dite encastrée. La palée BB' est de faible moment d'inertie ; elle peut donc se déformer.

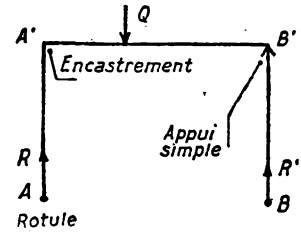


Fig. 6.59

L'appui B' est un appui simple ; la palée BB' est dite articulée.

Le système est alors isostatique et on calcule la poutre principale $A'B'$ comme une poutre appuyée à ses extrémités; elle a un moment d'inertie constant, en particulier en A' à l'encastrement de la palée.

6.6.2. Portique roulant de 3 000 kg. — Il s'agit d'un portique installé dans la cour de chargement d'une usine (fig. 6.60).

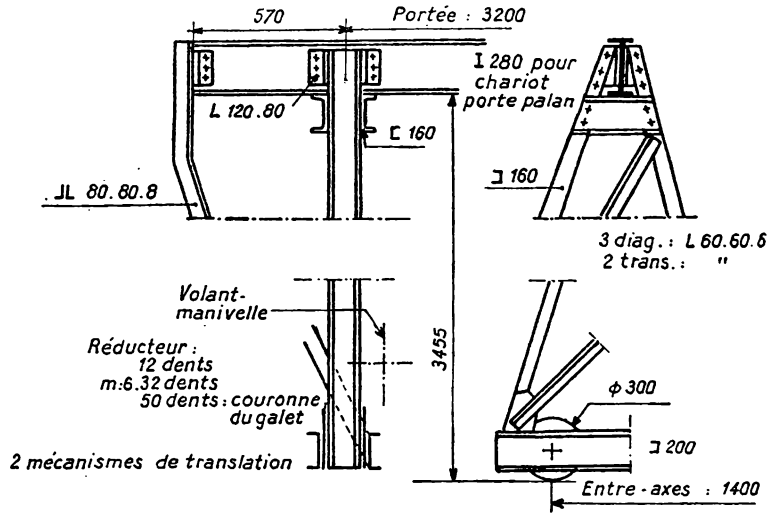


Fig. 6.60. — Portique roulant 3 000 kg, 3,2 m

Les deux palées sont identiques; considérons-les à encastrement parfait. Le moment fléchissant maximal à l'encastrement est :

$M_f = Ha$, chariot au milieu de la portée,

avec :

$$H = \frac{3\,Q}{8} \cdot \frac{c^2}{a\,(2\,a + 3\,c)}.$$

$Q = 30\,000$ N.

$a = 3{,}64$ m.

$c = 3{,}2$ m.

$H = 2\,000$ N.

$M_f = 720\,000$ cm · N.

Palées : deux poutres ⌴ avec : $\frac{I}{v} = 232$ cm³, d'où la contrainte :

$$\sigma = 3\,200 \text{ N/cm}^2.$$

La réaction $R = 15\,000$ N, compression, est partagée par les deux fers de chacune des palées.

Deux rangées verticales de trois rivets travaillant en double cisaillement supportent un effort tranchant :

$$T = \frac{M_f}{e}.$$

e = écartement des deux rangées de rivets = 25 cm.

$$T = 28\,800 \text{ N}.$$

Remarquons que, lorsque le chariot est dans une position extrême gauche ou droite sur la poutre, cet effort tranchant est voisin de $Q = 30\,000$ N.

6.6.3. Portique roulant à benne pour parc à charbon (fig. 6.61). — *Translation du portique.* — Elle est assurée par quatre groupes de deux galets ou boggies, dont deux sont moteurs, un par palée. Un seul moteur est prévu, placé au milieu de la portée de l'une des poutres principales; la déformation de l'arbre entre le moteur et chacun des boggies commandés est donc égale.

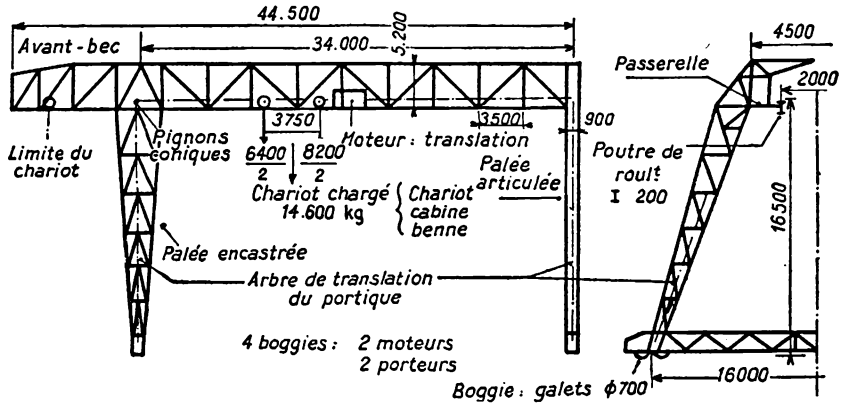


Fig. 6.61

Freinage. — Le poids total du portique est environ 9×10^5 N. La force d'inertie résultant du freinage est prise égale à $\frac{1}{7}$ du poids total, soit : 128 000 N.

C'est envisager que les galets patinent sur leur rail avec un coefficient de frottement de $\frac{1}{7} = 0{,}143$.

Mécanisme de translation et freins (fig. 6.62 et 63). — Moteur : 30 kW à 750 tr/mn.

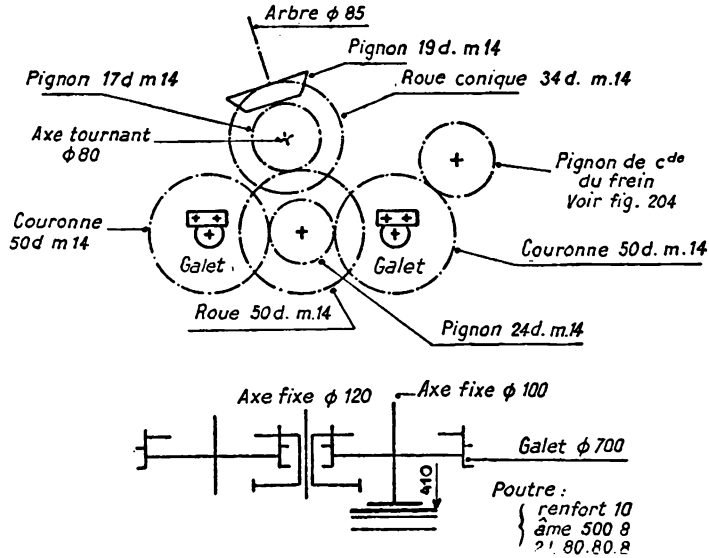


Fig. 6.62. — Boggie moteur.

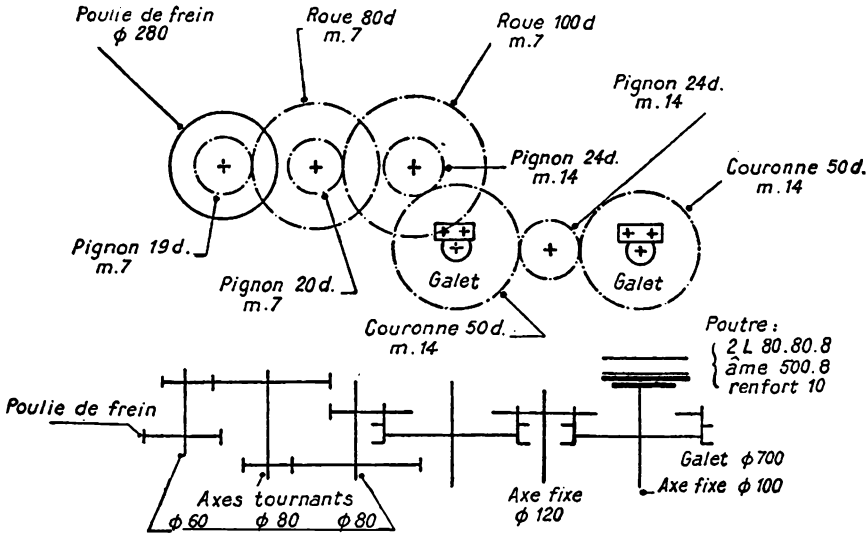


Fig. 6.63. — Boggie porteur.

Frein à deux sabots calé sur l'arbre moteur; diamètre de poulie 400, constituée par l'un des plateaux du manchon d'accouplement.

Premier train : pignon et roue sous carter : 17 et 85 dents, module 10.

Deuxième train : couple de pignons coniques : 19 et 34 dents, module 14.

Troisième train : pignon et roue : 17 et 50 dents, module 14.

Quatrième train : pignon et couronne dentée des galets : 24 et 50 dents, module 14.

Réduction : $\frac{1}{55}$.

Frein à deux sabots, commandé par la couronne dentée de l'un des galets du boggie par l'intermédiaire des pignons et roues suivants :

24 dents, module 14; 100 dents, module 7; 20 dents, module 7; 80 dents, module 7; 19 dents, module 7.

Réduction : $x = \frac{1}{44}$.

Poulie de frein : diamètre : 280.

Les deux boggies porteurs sont, eux aussi, munis d'un frein à deux sabots, commandé par les deux galets du boggie de la même façon que ci-dessus. Remarquons donc au total cinq freins assurant l'arrêt du portique.

Admettons que le frein calé sur l'arbre du moteur soit destiné à freiner les masses du mécanisme en mouvement : rotor du moteur, arbres, roues dentées. Au freinage, la force d'inertie a été évaluée à 128 000 N, soit 32 000 N par boggie.

Couple moteur : $32\,000 \times \frac{0{,}7}{2} = 11\,200$ m · N.

0,7 m = diamètre du galet.

Couple résistant que doit fournir le frein :

$$C_r = 11\,200 \times x \times \eta = 11\,200 \times \frac{1}{44} \times \eta.$$

η = rendement de la transmission galet-frein, soit :

$0{,}9^3 = 0{,}73$ pour les trois couples de roues dentées.

$$C_r = 190 \text{ m} \cdot \text{N}.$$

CHAPITRE 7

GRUES

7.1. Généralités.

Les grues sont les appareils de levage par excellence des quais et des chantiers.

D'une façon générale, une poutre, la flèche, tourne à l'une de ses extrémités autour d'un axe vertical; le crochet de levage est supporté par l'autre extrémité, la tête de flèche (fig. 7.1).

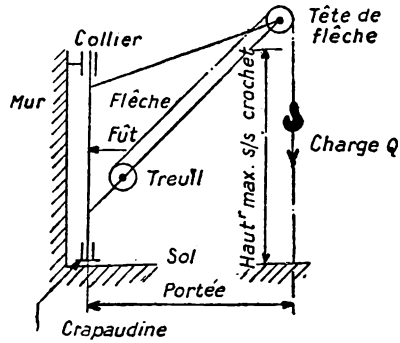


Fig. 7.1

Classification. — Nous adoptons une classification qui tient compte de la portion de sol que peut desservir ce crochet.

1° *Grue fixe d'applique.* — C'est une grue fixée à un mur ou à un poteau de l'atelier. La tête de flèche peut alors décrire une demi-circonférence de rayon égal à la portée.

2° *Grue fixe indépendante.* — L'appareil ne dépend plus d'un mur ou d'un poteau; la tête de flèche peut décrire une circonférence complète.

3° *Grue mobile.* — L'ensemble se déplace sur rails, sur route ou sur un terrain quelconque.

Tous les points du sol, dans ces deux derniers cas, sont accessibles au crochet.

Dans chacune des catégories indiquées, la portée, c'est-à-dire la distance entre crochet et axe de rotation, peut être variable. Dans ce cas, le crochet d'une grue indépendante, par exemple, peut atteindre les différents points d'une couronne circulaire tracée sur le sol.

Caractéristiques. — La masse maximale de la charge à déplacer.

La portée. — *Les limites de portée* dans le cas de portée variable.

La hauteur d'élévation de la charge, ou hauteur maximale libre sous crochet.

Mouvements à réaliser. — Mouvement de levage.

Mouvement de rotation, dit d'orientation, caractérisé par la vitesse à la tête de flèche.

Mouvement de translation dans le cas d'une grue mobile.

Mouvement de variation de portée.

7.2. Grue fixe d'applique.

Elle est utilisée dans les ateliers et les magasins (fig. 7.2). Nous nous proposons d'établir une telle grue : 2 000 kg, portée 3 m, fixée à un mur dans la cour de chargement d'une usine. Manœuvre à bras.

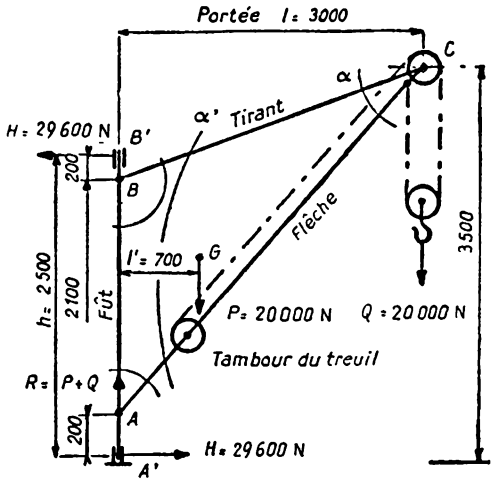


Fig. 7.2

La hauteur, sol-tête de flèche, est imposée : 3,500 m. La distance entre milieux de la crapaudine et du collier est : $h = 2{,}500$ m. Cette distance est prise, en général, égale à la portée, mais le mur ou le poteau de soutien de la grue ne le permettent pas toujours.

La suspension de la charge est prévue à deux brins, d'où réduction $\frac{1}{2}$ qui diminue ainsi les dimensions, donc le prix du treuil.

Le poids propre de l'appareil est toujours voisin de la charge Q à soulever, soit : $P = 20\,000$ N, en un centre de gravité G tel que : $l' = \frac{1}{4}$ à $\frac{1}{5}$ de la portée. $l' = 0{,}700$ m.

Les réactions aux appuis se calculent facilement.

Réaction verticale supportée par la crapaudine :

$$R = Q + P = 40\,000 \text{ N}.$$

Réaction horizontale H supportée par la crapaudine et le collier : $H \cdot h = Ql + Pl'$; d'où : $H = 29\,600$ N.

7.2.1. Recherche des efforts dans les barres de la charpente. — Nous supposons que le tirant et la flèche sont articulés à leurs extrémités, le fût étant une poutre appuyée dans le collier et la crapaudine.

Le poids $P = 20\,000$ N est supposé réparti aux nœuds A et C,

en C : $$P\frac{l'}{l} = 4\,700 \text{ N} ;$$

en A : $$P\frac{l - l'}{l} = 15\,300 \text{ N}.$$

Considérons une section α.

Charges au nœud C (fig. 7.3) :

Verticalement : $Q + \dfrac{Pl'}{l}$.

Selon la flèche : tension $\dfrac{Q}{2}$ du câble, d'où le dynamique du nœud C (fig. 7.4).

Remarquons qu'une section α' donne un dynamique différent; la compression dans la flèche est diminuée de la tension $\dfrac{Q}{2}$ du câble (fig. 7.5).

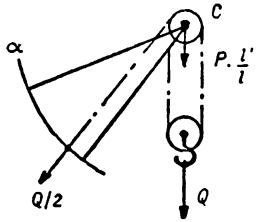


Fig. 7.3

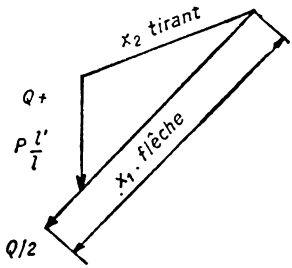


Fig. 7.4

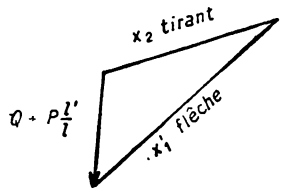


Fig. 7.5

Nous trouvons :

Flèche : compression.

$X_1 = 62\,800$ N, section α, entre tête et treuil.

$X_1' = 52\,800$ N, section α', entre treuil et nœud A.

Tirant : traction, $X_2 = 38\,000$ N.

Fût. — La poutre appuyée en A′ et B′ supporte les charges indiquées sur la figure 7.6.

Il en résulte :

Région BB′ : flexion.

Région BA : flexion et extension (composante de X_2, soit 14 200 N).

Région AA′ : flexion et compression ($P + Q = 40\,000$ N).

Le diagramme du moment fléchissant est représenté sur la même figure ;

$$M_{f\max} = 29\,600 \times 20,$$
$$= 592\,000 \text{ cm} \cdot \text{N},$$

aux points A et B.

7.2.2. Construction.

Résistance de sécurité admise : $R_s = 60$ N/mm².

Tirant (fig. 7.8) : traction : $X_2 = 38\,000$ N.
Deux plats : 50 × 10. Rivets de 16.
Section nette d'un plat : 340 mm²; contrainte : $\sigma = 56$ N/mm².

Flèche : Compression : $X_1 = 62\,800$ N.
Deux fers ⌊ 120.
Section d'un fer : 17 cm². $I_{GY} = 43$ cm⁴ (fig. 7.7).
Rayon de giration $r = 1{,}59$ cm.

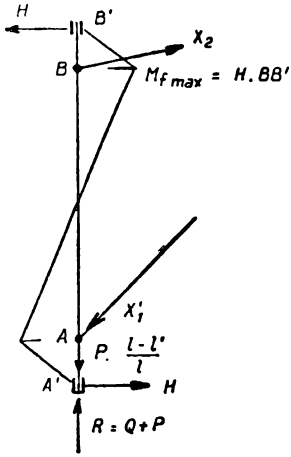


Fig. 7.6

Fig. 7.7

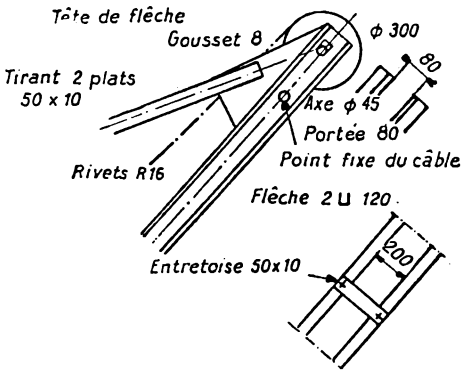


Fig. 7.8

Les deux fers sont réunis par des éclisses ou entretoises distantes d'environ 100 cm.

Elancement : $\gamma = \dfrac{100}{1{,}59} = 63.$

Charge sur un fer : $\dfrac{62\,800}{2} = 31\,400$ N, d'où une contrainte normale :

$$\sigma = \frac{31\,400}{17} = 1\,850 \text{ N/cm}^2.$$

Les règles C.M. 1946 (tome VI) donnent un coefficient de flambement : $k = 1{,}3$.

La contrainte théorique $\sigma' = k\sigma = 2\,400$ N/cm² est faible ; on pourra vérifier qu'une seule entretoise est suffisante.

Fût. — Il est constitué par deux fers ⌊ 120.

$M_{f\max} = 592\,000$ cm · N, soit 296 000 cm · N pour un fer.

Section d'un fer : 17 cm². Traction : $\dfrac{14\,200}{2} = 7\,100$ N.

Contrainte uniforme de traction : 400 N/cm².

Contrainte due à la flexion : $\frac{I}{v} = 61$ cm³.

$$\sigma = 4\,800 \text{ N/cm}^2.$$

Contrainte maximale dans les fibres tendues :

$$4\,800 + 400 = 5\,200 \text{ N/cm}^2.$$

Collier (fig. 7.9) : $H = 29\,600$ N.

En admettant une pression diamétrale de 500 N/cm² et une portée $l = d$, il vient : $l = d = 7{,}3$ cm.

Nous admettons : $d = 70$, $l = 80$.

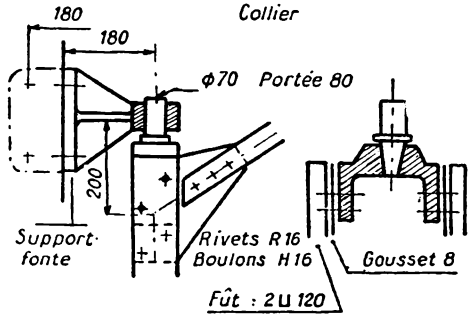


Fig. 7.9

Moment fléchissant à l'encastrement du pivot dans le fût :

$$M_f = 29\,600 \times 8 = 236\,800 \text{ cm} \cdot \text{N}.$$

Contrainte : $\sigma = 7\,000$ N/cm², admissible pour l'acier C20 choisi.

Remarquons que l'axe de la crapaudine travaille à la flexion comme l'axe du collier et, de plus, à la compression : $R = 40\,000$ N.

Nous prenons : $d = 80$, $l = 80$.

Support de collier. — Il travaille à la traction — $H = 29\,600$ N — quand la volée de grue est perpendiculaire au mur et à la flexion quand elle est parallèle au mur.

Boulons de fixation du collier. — Nous les calculons à l'extension de façon que la force de serrage provoque une composante tangentielle de frottement supérieure à $H = 29\,600$ N.

Soit X l'effort de serrage d'un boulon, $f = 0{,}3$ le coefficient de frottement semelle sur appui; il faut :

$$4\,Xf > H \qquad \text{ou :} \qquad X > \frac{29\,600}{4 \times 0{,}3},$$

soit :

$$X = 25\,000 \text{ N}.$$

Avec une contrainte d'extension de 80 N/mm² environ dans le noyau, il faut une section :

$$s = \frac{25\,000}{80} = 312{,}5 \text{ mm}^2.$$

Un boulon normal de 24 ($s = 307$ mm²) est satisfaisant. Le centre de pression C (fig. 7.10) est tel que :

$$GC = \frac{H \times 18}{4 \times X} = 5{,}3 \text{ cm}.$$

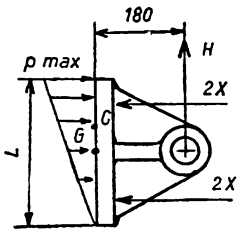


Fig. 7.10

Si on veut une répartition linéaire des pressions sur l'appui, avec pression minimale nulle, il faudra prendre (tome I, § 72) :

$$L = 6 \times GC, \text{ soit : } 320 \text{ mm}.$$

Pour une semelle carrée de 320 × 320, la pression maximale est alors :

$$p_{max} = \frac{4\,X}{L^2} + \frac{6 \cdot H \cdot 18}{L^3} = 195 \text{ N/cm}^2.$$

L'appui sur maçonnerie de bonne qualité est donc possible.

7.2.3. Variantes.

a) Le tracé de la charpente donné figure 7.11 offre un dégagement plus grand sous l'appareil.

Le poids propre P est supposé réparti en C : $P\,\frac{l'}{l}$ et en A : $P\,\frac{l - l'}{l}$.

Réactions aux nœuds A et B :

En A $\qquad R = P + Q$

et H' telle que : $\qquad H' \times h = Ql + Pl'$.

En B : $\qquad H'$.

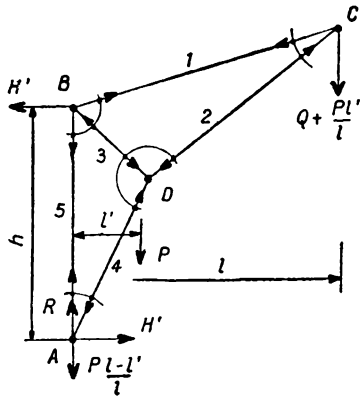


Fig. 7.11

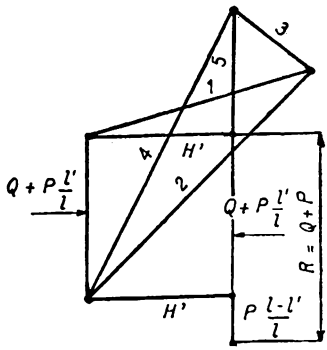


Fig. 7.12

Il est alors possible de tracer le Crémona (fig. 7.12). Remarquons que le tracé a été fait sans tenir compte de la tension du câble rencontré par les sections intéressant les différents nœuds de la charpente. On pourra, soit modifier ce graphique, soit, plus simplement, ajouter aux barres intéressées la traction du câble, lorsque celle-ci augmente la tension dans la barre.

b) *Grue d'applique à chariot* (fig. 7.13). — Un chariot-treuil peut se déplacer sur la membrure supérieure de la charpente; de ce fait, la portée est variable. Levage de la charge et translation du chariot sont assurés par chaînes pendantes.

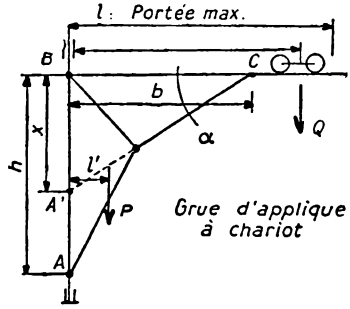


Fig. 7.13

Calculons la membrure supérieure horizontale supportant le chariot.

Le poids propre P est supposé réparti en C : $P\,\frac{l'}{b}$ et en A : $P\,\frac{b-l'}{b}$.

1° *Le chariot est à droite de* C. — Section α. Moments par rapport à A'.

Traction inconnue X telle que :

$X \cdot x = Ql + P\,\frac{l'}{b} \times b$, pour la portée maximale l.

Moment fléchissant maximal en C : $M_f = Q(l - b)$.

2° *Le chariot est entre* B *et* C. — Moment fléchissant maximal pour

$$x = \frac{b}{2};$$

$$M_f = Q\,\frac{b}{4}.$$

Pour que ces deux moments fléchissants maximaux soient égaux, nous devons avoir :

$$l - b = \frac{b}{4}, \qquad l = 5\,\frac{b}{4}.$$

La poutre se calcule alors avec : $M_f = Q(l - b)$ et X.

7.3. Grues fixes indépendantes.

Ce sont les appareils de levage des quais de chargement, des gares ou des canaux.

7.3.1. Grue à pivot fixe (fig. 7.14). — Un fût en acier C20 forgé est fixé dans une plaque de fondation en fonte scellée dans un massif de béton. Sur ce fût repose tout l'ensemble constitué par la charpente de la grue et le

treuil de levage. Remarquons dès maintenant que cette charge est reportée entièrement sur le pivot supérieur, de même que toute la charge était supportée par la crapaudine dans le grue d'applique.

Le treuil de levage est placé sur la flèche dans les petits appareils ; il fait partie de l'entretoise pivot-collier dans les appareils plus puissants. Cette entretoise constitue alors une sorte de colonne en fonte ou en profilés qui entoure complètement le fût.

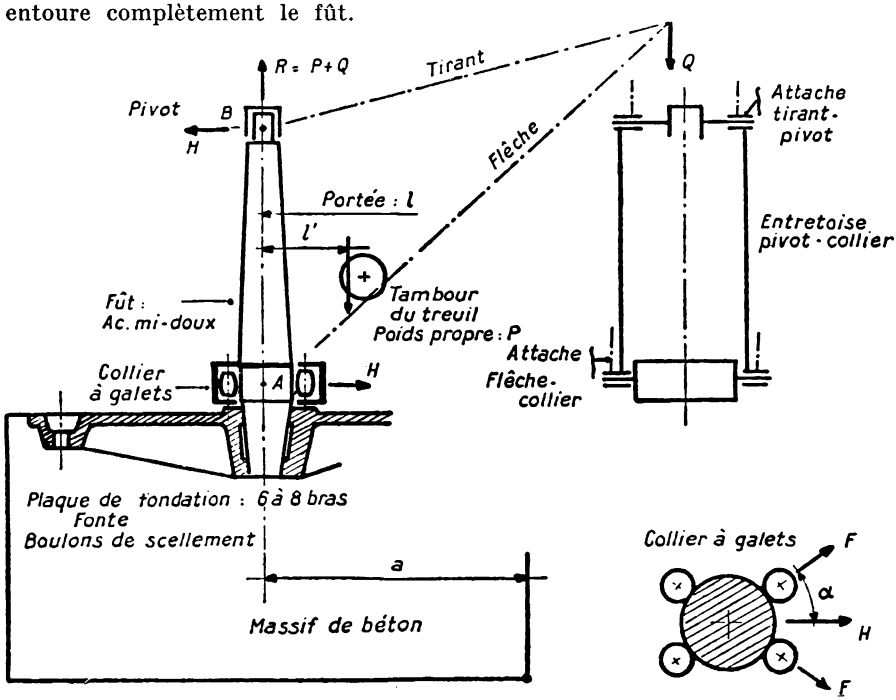


Fig. 7.14. — Grue indépendante à pivot fixe.

Calcul du fût. — Compression : $R = P + Q$.

Réactions en **B**, pivot supérieur et en **A**, couronne de galets : H, telle que : $Hh = Ql + Pl'$.

Moment fléchissant maximal en A : $M_f = Hh$; c'est également le moment fléchissant à l'encastrement dans la plaque de fondation.

La résistance de sécurité de l'acier C20 dans ce genre de construction est de 80 à 100 N/mm².

Pivot supérieur. Les pressions entre surfaces de frottement dépassent, en général, 1 000 N/cm².

7.3.1.1. Stabilité de la grue. — Isolons la grue portant sa charge et le massif de fondation, de poids P_0, qui lui est lié ; soit G le centre de gravité de la surface d'appui du massif sur le sol (fig. 7.15).

La réduction des poids en G donne :

Une résultante verticale : $R = Q + P + P_0$;

Un moment résultant : $M = Ql + Pl'$.

On peut définir le centre de pression C par la relation :

$$\overline{GC} = \frac{M}{R}.$$

La grue sera en équilibre si la résultante des pressions du sol passe en C.

Nous supposerons les réactions du sol réparties linéairement, et nous définirons le noyau central de la surface d'appui par $GC_1 = c = \frac{L}{6}$ ou $\frac{L}{8}$ (massif de section carrée ou circulaire); trois cas sont à considérer :

1° $\overline{GC} > \frac{L}{2}$; il n'y a pas de stabilité car aucun système de réactions ne peut s'opposer au renversement.

2° $\frac{L}{2} > \overline{GC} > c$; la stabilité est assurée par un système de réaction à répartition triangulaire (fig. 7.16).

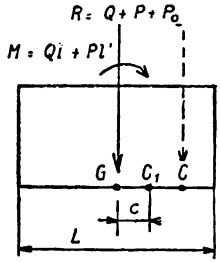


Fig. 7.15

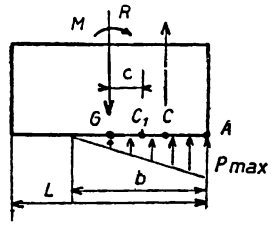


Fig. 7.16

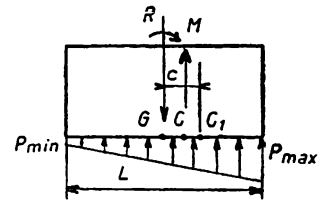


Fig. 7.17

Dans le cas d'un massif carré de côté L, la longueur de portée effective est évidemment : $b = 3\ \overline{CA}$ (centre de gravité d'un triangle) et la pression maximale est :

$$p_{max} = 2\, p_{moy} = 2\,\frac{R}{bL}.$$

Il faudra vérifier qu'elle ne dépasse pas 20 à 30 N/cm² pour un bon sol courant (tome I, § 73).

Dans le cas d'un massif circulaire, le calcul de b est assez laborieux (on peut le faire graphiquement).

3° C tombe à l'intérieur du noyau central :

$GC < \frac{L}{6}$ (cas du massif de section carrée).

La répartition des réactions est trapézoïdale (fig. 7.17) ; la stabilité est encore assurée et on a :

$$p_{max} = \frac{R}{S} + \frac{S}{\left(\frac{I}{v}\right)}$$

et

$$p_{min} = \frac{R}{S} - \frac{M}{\left(\frac{I}{v}\right)}.$$

S = section d'appui ; $\frac{I}{v}$ = module d'inertie de la surface d'appui par rapport à un axe passant par G.

On vérifiera naturellement que p_{max} n'est pas trop forte. En pratique, on se place très souvent dans le cas où $p_{min} = 0$, ce qui donne :

$$p_{max} = 2\, p_{moy} = 2\frac{R}{S}.$$

Boulons de fixation de la plaque de fondation. — Leur calcul se fait suivant les mêmes principes en isolant la grue et sa charge. Aux poids, il faut ajouter le serrage X des boulons de sorte que : $R = P + Q + X$ et $M = Ql + Pl'$.

En se plaçant dans le cas où $p_{min} = 0$ ou $\frac{R}{S} = \frac{M}{\left(\frac{I}{v}\right)}$, on a l'équation qui donne X ; on en déduit la valeur qui donne p_{max}.

En pratique cependant, la stabilité recherchée est celle du deuxième cas ci-dessus, avec répartition triangulaire des pressions.

Rotation de la grue. — Couple résistant suivant l'axe de rotation.

1° *Couple résistant du pivot.* — *a*) $Hf\, r_1$: frottement latéral ; r_1 rayon du pivot.

b) $Rf\frac{r_1}{2}$; frottement entre grain et pivot ; $R = P + Q$.

2° *Couple résistant du collier.* — Deux galets se répartissent la réaction H, soit : $2\, F = \frac{H}{\cos \alpha}$. Il y a frottement de roulement entre galets de rayon r_2 et fût de rayon r_4 et frottement de glissement des galets sur leur axe de rayon r_2 :

a) $2\, Ff\, r_2 \cdot \frac{r_3}{r_4}$: glissement. Couple rapporté à l'axe du fût.

b) $2\, F\, \delta \cdot \frac{r_3}{r_4}$: Roulement. Couple rapporté à l'axe du fût.

$$\delta = 0{,}08 \text{ cm}.$$

3° Couple résistant total : $C_r = Hf\, r_1 + R\frac{fr_1}{2} + 2\, F\frac{r_3}{r_4}(\delta + f r_2)$.

Le couple moteur est alors fourni à la manivelle d'un treuil fixé, lui aussi, sur la colonne entretoise pivot-collier. Plus simplement, dans les petits appareils, la rotation est assurée par traction sur un câble fixé à la tête de flèche; ce câble fait un certain angle α avec la verticale, au maximum 45°. L'effort de traction est alors : $F = \frac{C_r}{l} \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$.

7.3.1.2. Charpente. — Remarquons seulement que la colonne entretoise du pivot-collier travaille à la traction.

Déterminer graphiquement cet effort (fig. 7.18). Le poids propre P est réparti à la tête de flèche : $P\frac{l'}{l}$ et au nœud A : $P\frac{l-l'}{l}$. Les réactions H en A et B ont été calculées. Le Crémona nous donne en 3 la traction dans la colonne (fig. 7.19).

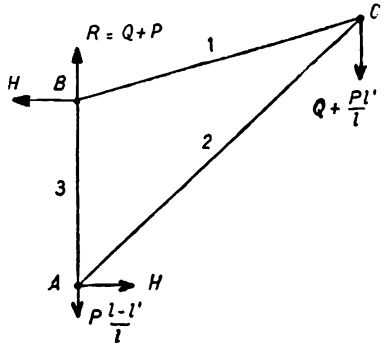


Fig. 7.18

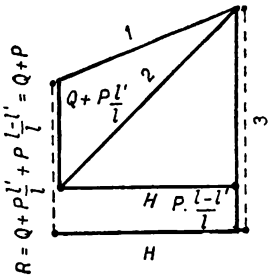


Fig. 7.19

7.3.1.3. Application. — Grue à pivot fixe : 4 000 kg, 4,5 m. — Le poids propre est ici encore, voisin de la charge prévue : 0,8 Q, donc P = 32 000 N, et le centre de gravité est tel que :

$$l' = \frac{l}{4} = 1{,}1 \text{ m.}$$

Fût. — Acier C20 forgé : $R_s = 80$ N/cm². La hauteur maximale est d'environ 2 m. Adoptons : $h = 1{,}700$ m.

Réaction H : $H \times 1{,}7 = Ql + Pl'$; $H = 126\,000$ N.

Moment de flexion maximal en A :

$$M_f = H \times 1{,}7 = 215\,000 \text{ m} \cdot \text{N.}$$
$$= 215 \times 10^5 \text{ cm} \cdot \text{N.}$$

$\frac{I}{v} = 2\,680$ cm³ ; d'où : $d = 30$ cm.

La contrainte de compression uniforme due à la réaction : $R = P + Q = 72\,000$ N est insignifiante, de l'ordre de 100 N/cm². La plaque de fondation a un diamètre $D = 1\,500$, circonférence des boulons de fixation : $r = 750$ mm. Supposons qu'il y ait huit boulons de 30 (noyau : 494 mm²) sollicités à 100 N/mm² en extension. La force de serrage des huit boulons est : $494 \times 100 \times 8 = 395\,000$ N.

Résultante des pressions : $40\,000 + 32\,000 + 395\,000 = 467\,000$ N.

Moment résultant par rapport au centre de la plaque :

$$M = 40\,000 \times 4{,}5 + 32\,000 \times 1{,}1 = 215\,200 \text{ m} \cdot \text{N.}$$

Distance du centre de pression au centre de la plaque : $\frac{215\,200}{467\,000} = 0,46$ m.

Ce centre de pression est en dehors du noyau central ; la répartition des pressions est triangulaire et l'étude graphique donne $p_{max} = 130$ N/cm², ce qui convient pour un béton de fondation.

7.3.1.4. Grue à pivot tournant (fig. 7.20). — Dans les gros appareils du type précédent, le pivot supérieur est de construction assez délicate et la rotation peut être gênée par la flexion appréciable du fût.

On peut évidemment y remédier en augmentant le diamètre du fût, mais nous avons vu ci-dessus que, pour une grue de 4 000 kg, 4,5 m, il atteignait déjà 300 mm.

Dans la grue à pivot tournant, le fût tourne dans une crapaudine fixe de réalisation plus simple et de fonctionnement plus sûr. Il est nécessaire de prévoir dans le massif de fondation une galerie d'accès à cette crapaudine.

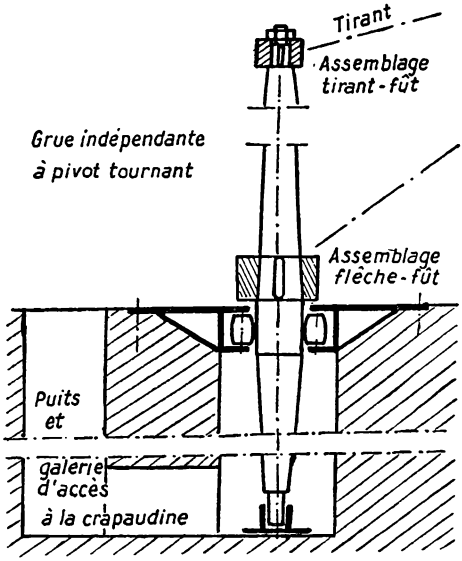


Fig. 7.20

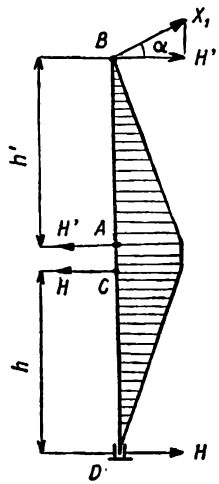


Fig. 7.21

Réactions aux appuis : collier et crapaudine : H, telle que : $Hh = Ql + Pl'$;

avec :

$$h > 2 \text{ m},$$

$$P \approx 0{,}8\ Q,$$

$$l' \approx \frac{l}{4} \text{ à } \frac{l}{5}\ l,$$

et :

$$R = P + Q.$$

Moment fléchissant dans le fût (fig. 7.21).

La composante horizontale H' des tensions dans le tirant et dans la flèche est telle que :

$$H'h' = Ql + Pl' = Hh$$

avec :

$$h' \approx 2 \text{ m}.$$

De B à A, M_f varie de 0 à Hh ou $H'h'$.
De A à C, M_f est constant $= Hh$ ou $H'h'$.
De C à D, M_f varie de Hh ou $H'h'$ à 0.

Effort normaux dans le fût.

De D à A, compression : $R = P + Q$.
De A à B, traction = composante verticale de X_1, tension dans le tirant, soit : $X_1 \sin \alpha$.

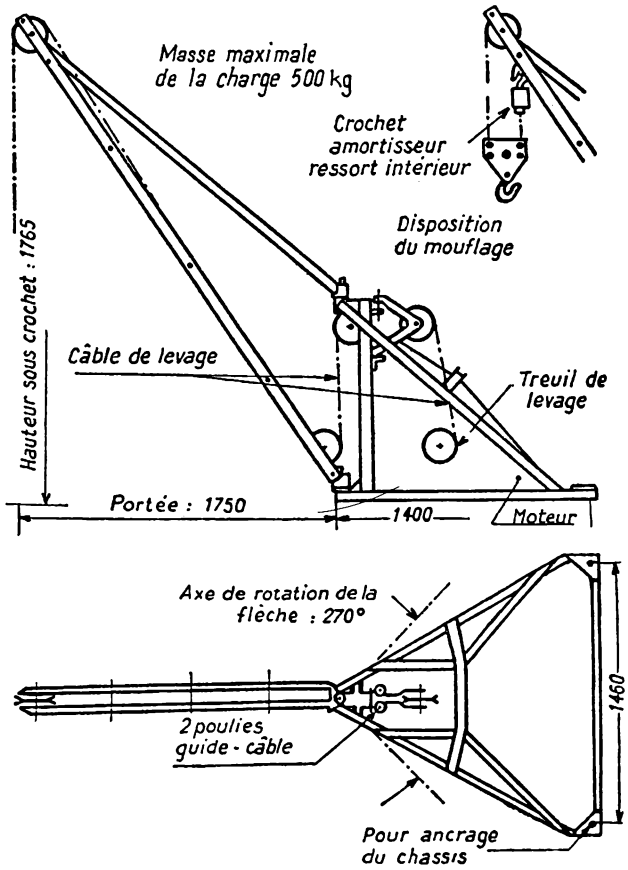


Fig. 7.22

7.3.1.5. Grue de chantier (fig. 7.22). — Un châssis en profilés, qui reçoit moteur et treuil de levage, assure la stabilité de la grue. Le treuil est donc fixe, alors que le câble de levage tourne avec la flèche; l'axe de ce câble, au point où il quitte la flèche et au point où il aborde le châssis, doit donc être confondu avec l'axe de rotation de la flèche.

Stabilité de la grue (fig. 7.23).

Exemple. — *Grue* : 800 kg, 5 m, avec groupe moto-treuil à essence :

Poids total de la grue	6 400 N.
Groupe moto-treuil	8 600 N.
Eau du réservoir	2 500 N.

Le poids de la flèche est reporté, d'une part à la tête de flèche, d'autre part à l'axe de rotation.

A la tête de flèche, charge mobile : $F_1 = 9\,200$ N.

La résultante des forces fixes, $F_2 = 16\,300$ N, passe en G, tel que $OG = 1\,200$.

Résultante : $R = F_1 + F_2 = 25\,500$ N.

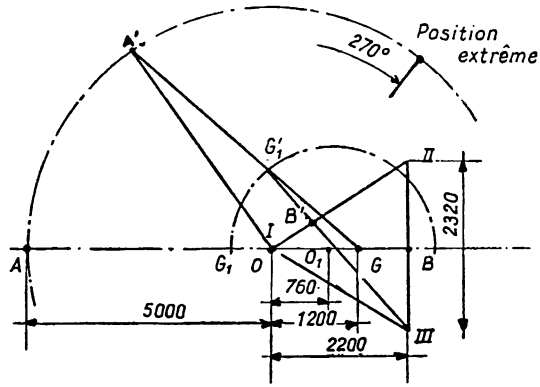


Fig. 7.23

La flèche peut décrire un angle de 270°. Soit la position A de la flèche. La résultante R des forces F_1 et F_2 passe en G_1, tel que : $\frac{AG}{GG_1} = \frac{R}{F_1} = 2{,}77$ donc, $GG_1 = 2{,}24$ m.

Pour une position A' : $\frac{A'G}{GG_1'} = \frac{R}{F_1} = 2{,}77$. Le point G_1 décrit donc une circonférence de rayon : $\frac{5}{2{,}77} = 1{,}8$ m, de centre 0_1 : $00_1 = 0{,}76$ m.

Charge sur les appuis. Le signe + indique le sens de la force, de haut en bas.

Position A de la tête de flèche. La résultante R passant en G_1 se décompose en deux forces en I et B ; cette dernière donne deux forces égales en II et III.

Nous trouvons : Appui I : = 37 500 N; Appuis II et III : — 6 000 N.

Position quelconque A'. — Nous adoptons la méthode suivante : la résultante R en G'_1 se décompose en deux forces, l'une à l'appui III, l'autre

en B' sur la base du châssis. Cette dernière force se décompose à son tour en deux forces passant par les appuis I et II. Nous trouvons ainsi : cas de la flèche perpendiculaire à la droite I-II du châssis :

Appui III	— 18 000 N.
Appui I	+ 26 300 N.
Appui II	+ 17 200 N.

Pour la position extrême de la flèche :

Appui I : + 1 800 N; Appui II : + 26 000 N; Appui III : — 2 300 N.

Le châssis doit donc être chargé ou ancré, aux appuis où passe une composante négative, donc dirigée de bas en haut.

Cette grue de chantier se construit pour des masses à déplacer jusqu'à 3 000 kg. Elle peut être montée sur châssis spécial à quatre galets de roulement et présente ainsi une certaine mobilité qui facilite sa mise en place et son transport. Elle peut enfin être placée au sommet d'une sapine ou poteau métallique : cas d'emploi courant sur les chantiers de construction d'immeubles.

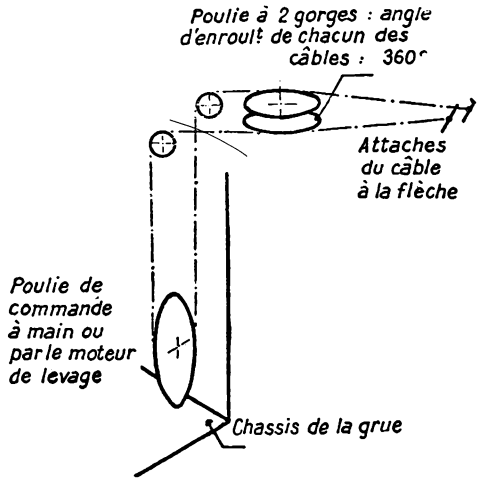


Fig. 7.24

La rotation de la grue se fait par simple poussée sur la flèche, lorsqu'il s'agit de charges faibles ou moyennes, mais un mécanisme à commande à bras ou mécanique peut être prévu (fig. 7.24).

Treuil. — Nous verrons plus loin que les appareils plus puissants sont équipés de mécanismes indépendants. Chacun d'eux assure l'un des mouvements suivants : levage, giration, translation de l'ensemble, relevage de la flèche.

Ici un seul moteur; un seul mécanisme est chargé des opérations de levage et de giration; la figure 7.25 montre le fonctionnement de cet ensemble.

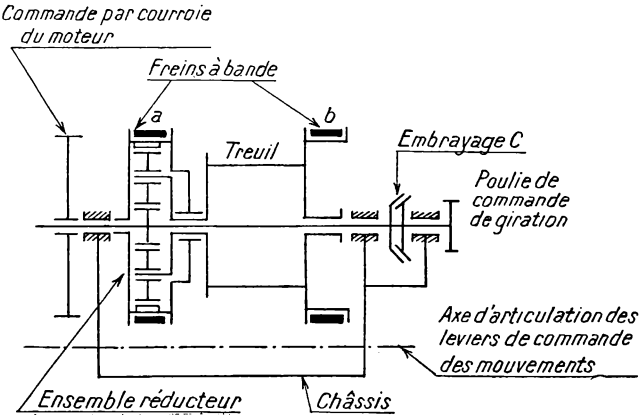


Fig. 7.25

Mouvements	Lame *a*	Lame *b*	Embrayage *c*
Marche à vide	Libre	Serrée	Débrayé
Montée	Serrée	Libre	Débrayé
Descente	Libre	Serrage réglé	Débrayé
Giration	Libre	Serrée	Embrayé

7.4. Grue à plate-forme tournante.

Les grues à pivot fixe ou à pivot tournant exigent, surtout dans ce dernier type, un massif de fondation important.

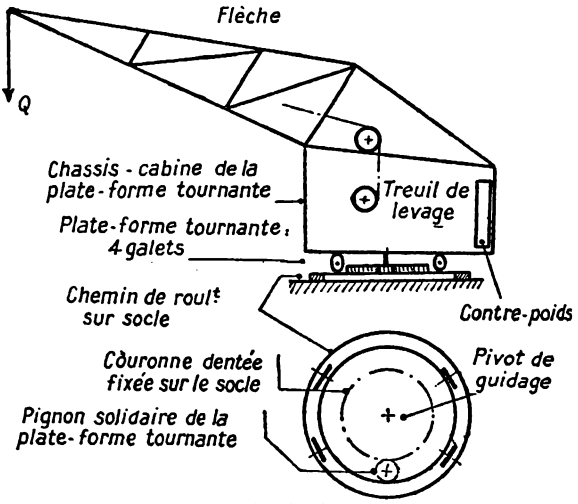


Fig. 7.26

La grue à plate-forme tournante est encore une grue indépendante ; la plate-forme qui reçoit les mécanismes et la charpente ou châssis support de flèche, repose par l'intermédiaire de galets sur une couronne de roulement.

Le pivot ne sert plus ici que de guide à la partie tournante dans son mouvement de rotation; il n'a plus à résister au moment fléchissant toujours important de la charge et du poids propre.

On conçoit bien, par contre, que l'étude de la stabilité doit être faite avec soin. La résultante de la charge, du poids de la flèche, de la charpente du châssis, des mécanismes et du contrepoids doit nécessairement être située à l'intérieur du cercle constitué par le chemin de roulement, avec une marge de sécurité appréciable.

Le calcul doit être fait sans charge, avec vent maximal de 1 500 N/m²; avec charge maximale (charge normale, plus surcharge d'essai, 25 % par exemple); avec charge normale et vent normal de 500 N/m². Il est également prudent de tenir compte de la force d'inertie de la charge, en cas de coup de frein brusque pendant la période de descente de la charge.

C'est ce calcul de stabilité qui donne la valeur du contrepoids d'équilibrage à installer; il donne également la charge maximale sur les deux galets les plus chargés.

Si R est le rayon du chemin de roulement, les résultantes sous charge normale et à vide doivent passer à la distance approximative $\frac{R}{3}$ du pivot central, de part et d'autre de ce pivot.

EXEMPLES. — 1° *Grue* : 2 000 kg, 7 m (fig. 7.27).

Essai sous 3 000 kg, soit 150 % de la masse de la charge normale.

Chemin de roulement à billes : diamètre 1 470 :

Forces	Distance à l'axe de la plate-forme
Charge d'essai : 30 000 N	7 m
Flèche : 6 000 N	4,5 m
Cabine et mécanismes : 42 200 N	0,220 m
Contrepoids : 80 000 N	1,250 m

Résultante :

Sous charge d'essai : $OG_1 = 450$.
Sous charge normale : $OG_2 = 210$.
A vide : $OG_3 = 320$.

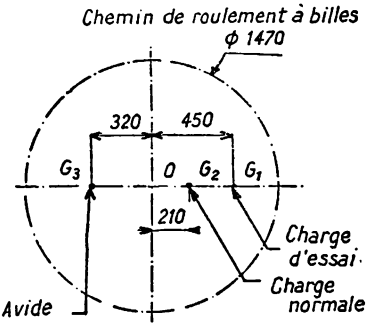


Fig. 7.27

2° *Grue* : 3 000 kg, 12 m (fig. 7.28). — Sous charge normale : 30 000 N et vent de 500 N/m² :

Résultante : 259 000 N ; $OG_1 = 710$.
Charge sur les galets : 102 000 et 27 500 N.

A vide et vent de 1 500 N/m² :

Résultante : 229 000 N ; $OG_2 = 970$.
Charge sur les galets : 102 000 et 12 500 N.

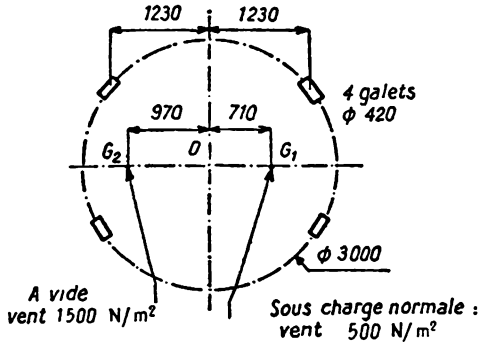


Fig. 7.28

7.5. Grue mobile sur rails.

La grue d'applique que nous avons étudiée est une grue d'atelier ou de magasin; elle est utilisée et construite couramment, quoique des appareils moins encombrants et plus rapides, tels que les palans électriques mobiles, tendent à la remplacer.

La grue à pivot fixe ou tournant, grue de quai par excellence, est utilisée là où elle existe, mais elle n'est plus ou à peu près plus construite.

La grue actuelle, l'appareil de levage des ports et des chantiers, est une grue mobile, sur portique ou non, à portée variable en général, se déplaçant sur rails ou sur tous terrains (grue sur chenilles).

EXEMPLE. — Grue mobile sur rails, à portée variable :

600 kg à 9,5 m.
2 000 kg de 7 m maximum à 5,5 m (fig. 7.29 page suivante).

Mécanismes. — 1° *Treuil de levage.* — Vitesses de levage :

84 m/mn pour faibles masses jusqu'à 600 kg.
28 m/mn pour masses de 600 à 2 000 kg.

C'est un treuil à engrenages; la recherche d'un bon rendement est, en effet, essentielle, puisqu'il s'agit bien du mécanisme le plus important de la grue.

Moteur : 16 kW à 1 000 tr/mn.

Le réducteur comprend :

PREMIER TRAIN : Pignon moteur arbré de 12 dents, module 6, roue de 75 dents. Denture à chevrons.

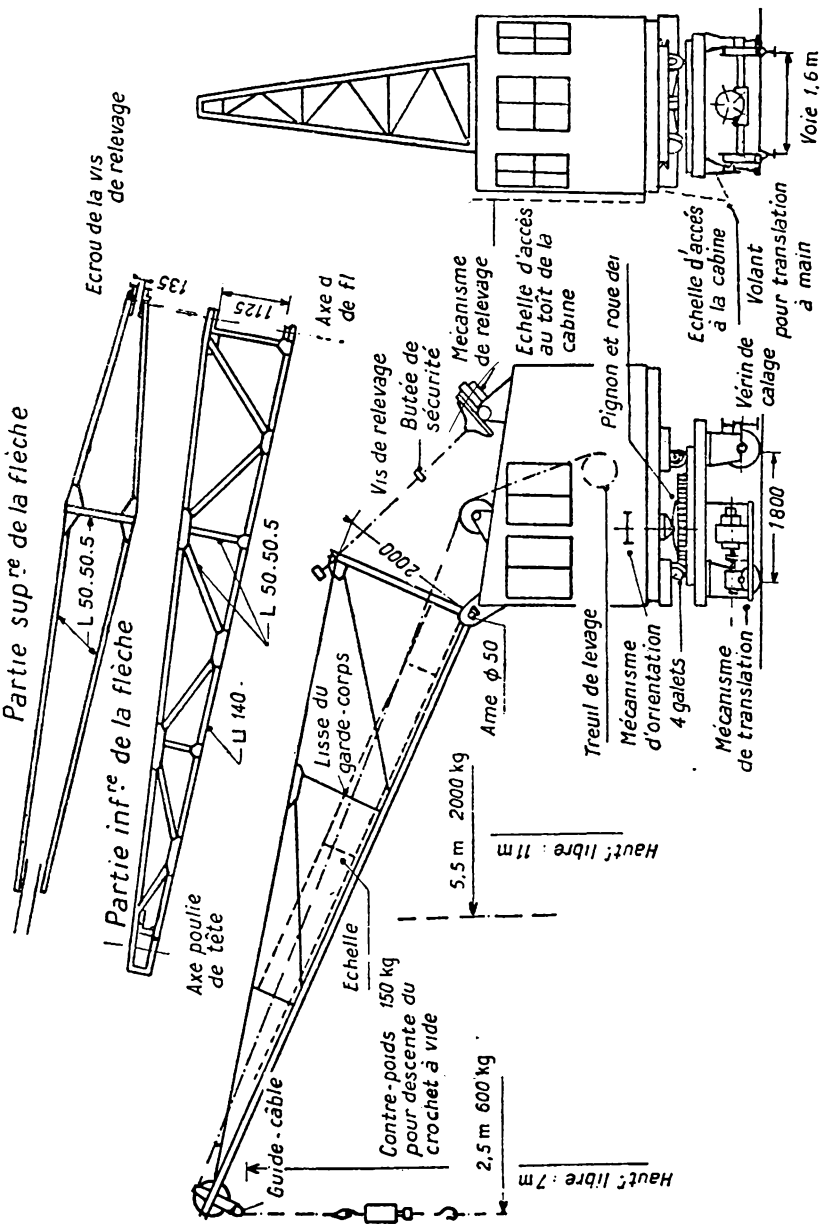


Fig. 7.29. — Grue mobile électrique à portée variable : 600 kg-2,5 m ; 2 000 kg-5,5 m.

DEUXIÈME TRAIN : Pour la grande vitesse de levage :

Pignon de 35 dents, module 8.
Couronne du tambour : 85 dents. Denture droite.

TROISIÈME TRAIN : Pour la faible vitesse de levage :

Pignon de 12 dents, module 10.

Couronne du tambour : 84 dents, module 10. Réduction :

$$x = \frac{1}{15} \quad \text{et} \quad x = \frac{1}{43{,}7}.$$

Le tambour comprend donc deux couronnes dentées ; son diamètre d'enroulement est 400 mm, un seul filetage, pas 22 pour câble de 20 mm. six torons de 61 fils de 0,7 mm, charge de rupture : 185 000 N (fig. 7.30).

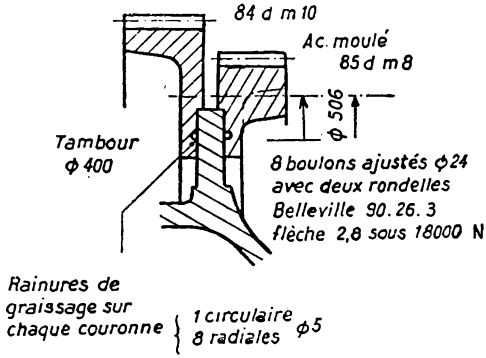


Fig. 7.30

Remarquer que les deux couronnes sont simplement serrées sur le tambour; en cas d'effort exagéré — freinage trop brusque — elles peuvent glisser sur le tambour.

Organes de sécurité : deux freins à bande simple (§ 3.2.2.1); l'un est monté sur l'axe du moteur, diamètre de poulie 350, l'autre sur l'axe du tambour, diamètre 700. La descente de la charge se fait sans moteur, donc nécessité de prévoir deux leviers de desserrage des freins.

2° *Mécanisme d'orientation.* — Vitesse de rotation de la grue : 2,7 tr/mn.

Moteur : 4 kW à 710 tr/mn.

La réduction nécessaire est élevée : $x = \frac{2{,}7}{710} = \frac{1}{263}$. La puissance nécessaire, par contre, est assez faible; la question du rendement n'a pas la même importance que ci-dessus. Pour ces raisons, le réducteur à roue et vis sans fin s'impose.

Vis à deux filets par pas, module 8.
Roue hélicoïdale : 42 dents, module 8.
Pignon de commande : 8 dents, module 12.

Couronne dentée de la plate-forme fixe : 100 dents, module 12.

Organe de sécurité : frein à bande réversible (§ 3.2.2.3) commandé par pédale.

Galets : quatre galets de diamètre 300 : diamètre du chemin de roulement : 1,9 m.

Galets de roulement. — Ils doivent rouler sans glisser sur le chemin de roulement; ce sont des troncs de cône dont le sommet est au centre du chemin de roulement (fig. 7-31).

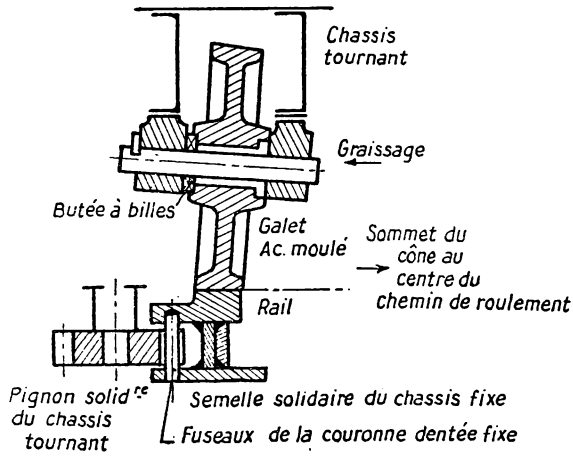


Fig. 7.31

3° *Mécanisme de translation.* — Vitesse de translation : $v = 40$ m/mn.

Moteur : 4 kW à 710 tr/mn. Pour les mêmes raisons que ci-dessus, le réducteur est à roue et vis sans fin.

Vis à un filet par pas, module 8.

Roue hélicoïdale : 28 dents, module 8.

Quatre galets de diamètre 500 : un volant manivelle permet d'assurer à bras, la translation de l'ensemble.

La vis est irréversible, un frein n'est pas nécessaire.

4° *Mécanisme de relevage de flèche* (fig. 7.32). — Mécanisme vis-écrou.

Moteur 1 kW à 700 tr/mn.

Le relevage n'est pas prévu sous charge. Grue chargée, la vis travaille donc uniquement à la traction; dans le cas le plus défavorable — 20 000 N à 7 m— la traction dans le noyau de la vis est :

$F \times 2 = 20\,000 \times 7$, soit : $F = 70\,000$ N, sans tenir compte du poids propre de la flèche (fig. 7.33).

Contrainte : $\sigma = 39$ N/mm².

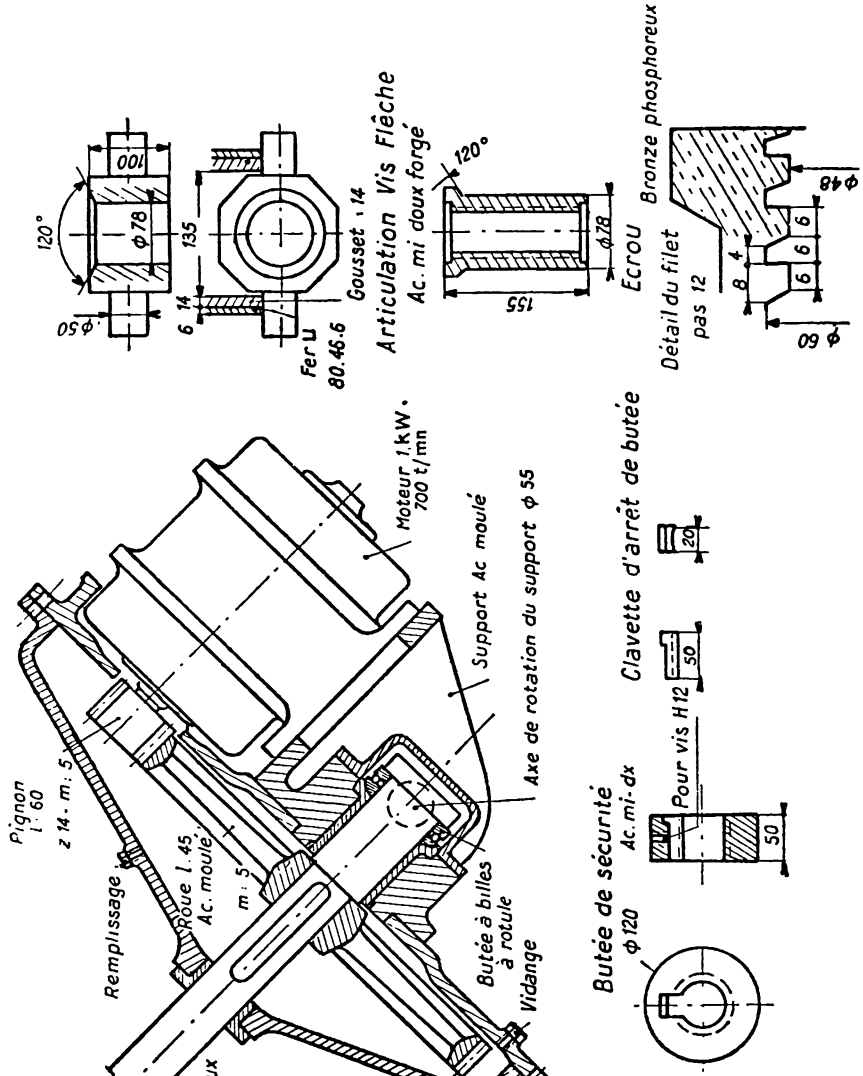

Pignon
l. 60
z 14 - m. 5
Remplissage
Roue l. 45
Ac. moulé
m. 5
Φ 60
mi-doux
Butée à billes
à rotule
Vidange
Moteur 1 kW.
700 t/mn
Support Ac moulé
Axe de rotation du support Φ 55
Butée de sécurité
Φ 120
Ac. mi-dx
Pour vis H12
Clavette d'arrêt de butée
Articulation Vis Flèche
Ac. mi doux forgé
Gousset : 14
Fer U
80.46.6
Écrou
Bronze phosphoreux
Détail du filet
pas 12

Fig. 7.32

Le relevage sous charge — 20 000 N à 7 m — exigerait avec le même réducteur, un moteur d'environ 4 kW à 700 tr/mn.

Détails de construction. — Flèche et tête de flèche (fig. 7.29 et 34).

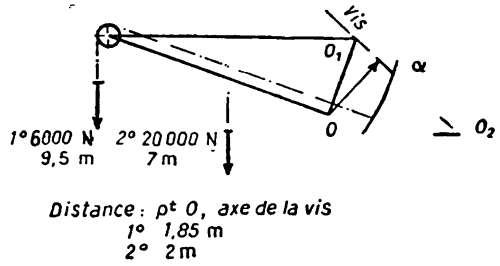


Fig. 7.33

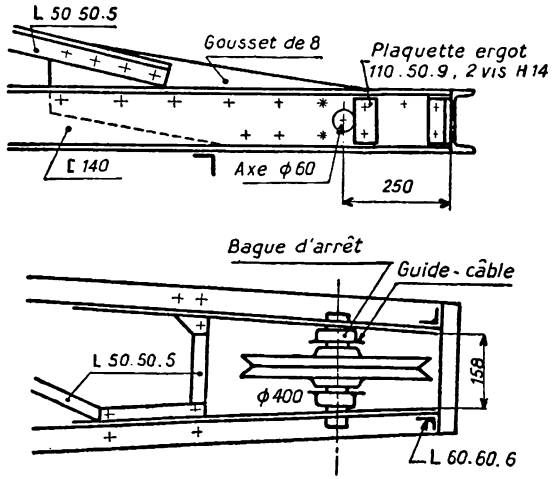


Fig. 7.34

7.6. Grue mobile sur portique.

La grue à plate-forme tournante est montée sur un portique ou un demi-portique.

EXEMPLE. — *Grue sur demi-portique*, 5 000 kg; *portée variable de* 8 *à* 14 m (fig. 7.35). — Dans l'exemple précédent, lorsqu'il y a relevage de flèche, la charge monte avec elle; il y a donc dépense de travail inutile. On a cherché à assurer le relevage de la flèche de telle sorte que, pendant l'opération, la charge se déplace à peu près sur une horizontale.

Dans l'exemple donné (fig. 7.35), un levier d'équilibrage de flèche est réuni à celle-ci par deux bielles. Or, sur ce levier est fixée la poulie du câble

de levage; lorsqu'il y a relevage, cette poulie s'abaisse, la longueur du câble allant du treuil à la tête de flèche diminue. La tête de flèche monte, mais

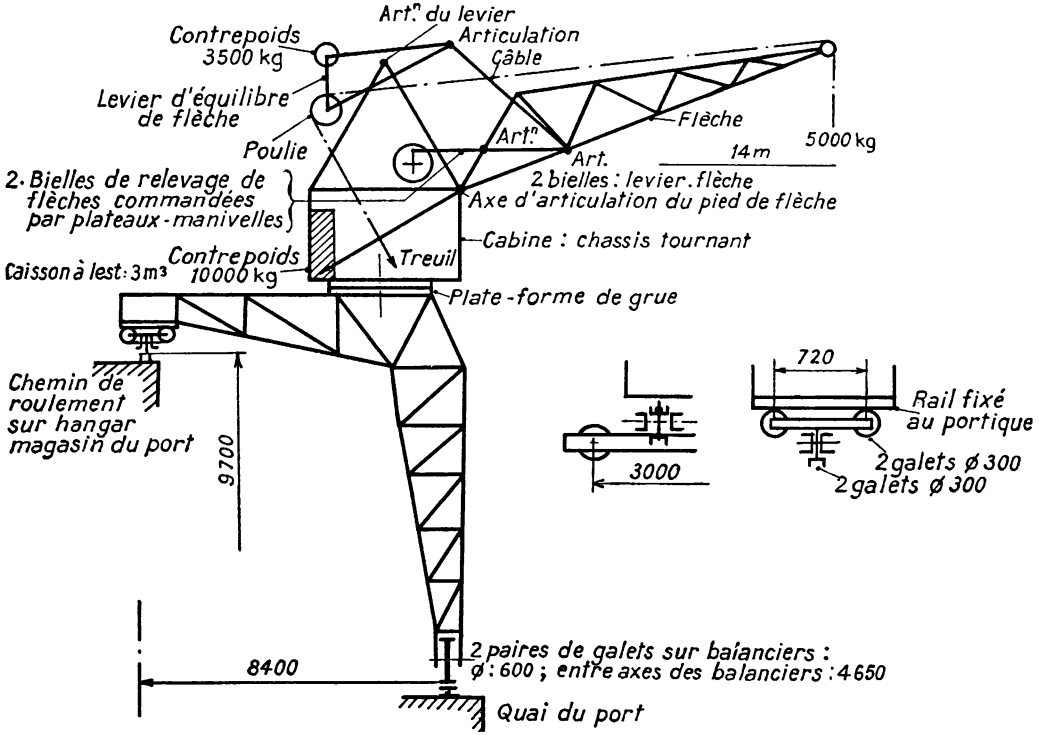


Fig. 7.35. — Grue sur $\frac{1}{2}$ portique à portée variable 5 000 kg de 14 m à 8 m.

la charge se déplace sensiblement sur une horizontale (fig. 7.36). De nombreuses solutions ont été données à ce problème du déplacement horizontal de la charge.

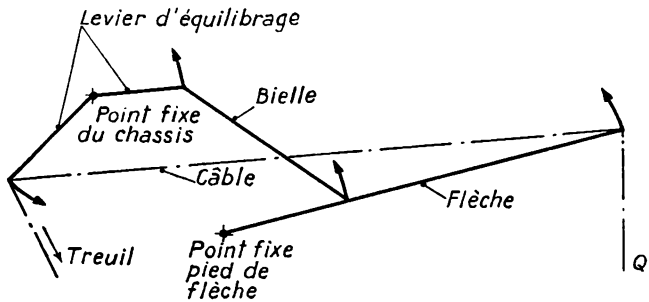


Fig. 7.36

Mécanismes. — 1° *Treuil de levage* (fig. 7.37).

Moteur : 50 kW à 650 tr/mn.

Réducteur sous carter.

PREMIER TRAIN : Grande vitesse, faibles masses de 0 à 2 000 kg, 51 et 51 dents, module 6, largeur 116.

PREMIER TRAIN : Faible vitesse, fortes masses de 2 000 à 5 000 kg, 29 et 73 dents, module 6, largeur 100.

DEUXIÈME TRAIN : 24 et 68 dents, module 8, largeur 160.

TROISIÈME TRAIN : 15 et 75 dents, module 14, largeur 160.

Tambour : diamètre d'enroulement : 800, avec un seul filetage à droite, as 35 pour câble de diamètre 32,4.

Voir paragraphe 2.1.3 et figure 2.15.

Réduction : $x = \frac{1}{14{,}2}$ et $x = \frac{1}{35{,}8}$.

Vitesses de levage : 116 et 45 m/mn.

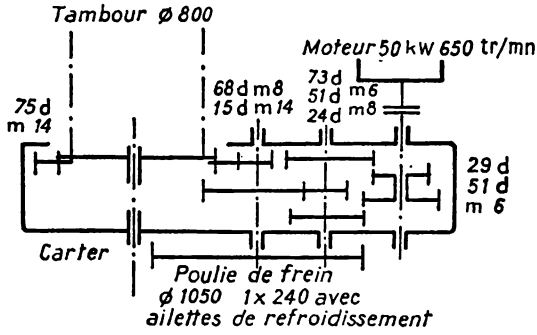


Fig. 7.37. — Treuil de levage.

2° *Mécanisme d'orientation.* — Moteur 10 kW à 640 tr/mn.

Réducteur à roue et vis sans fin.

Vis à un filet par pas. Roue de 34 dents, module 16.

Pignon et couronne dentée : 11 et 114 dents, module 20.

Réduction : $x = \frac{1}{445}$.

Le poids de la partie tournante, sans charge, est de 450 000 N.

3° *Relevage de flèche* (fig. 7.38). — Deux bielles articulées à la flèche sont commandées par deux plateaux manivelles.

Le réducteur comprend :

Roue et vis sans fin : $D_p = 92$, pas 50, un filet par pas, accouplée au moteur. Roue de 35 dents.

Pignon et roue dentée — plateau manivelle — 11 et 80 dents, module 11.

Réduction : $\frac{1}{255}$.

Moteur : 7,5 kW à 720 tr/mn.

Les plateaux manivelles font un demi-tour en 10,6 s, correspondant à la variation de portée de 8 à 14 m.

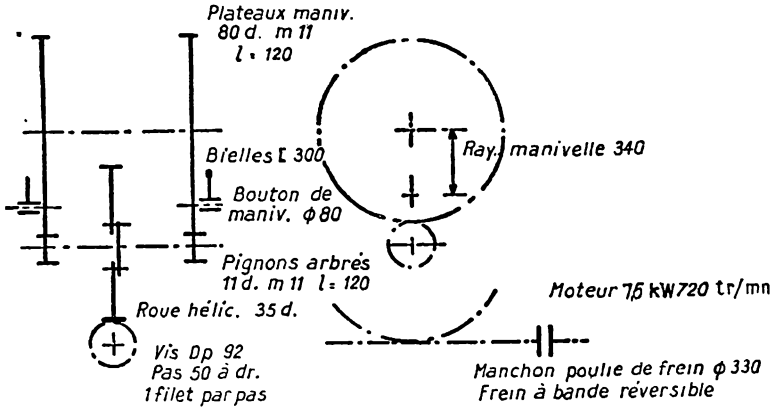


Fig. 7.38. — Relevage de flèche.

4° *Translation* (fig. 7.39). — Moteur 7,5 kW à 720 tr/mn.

Le poids de l'ensemble, grue et demi-portique, est de 600 000 N.

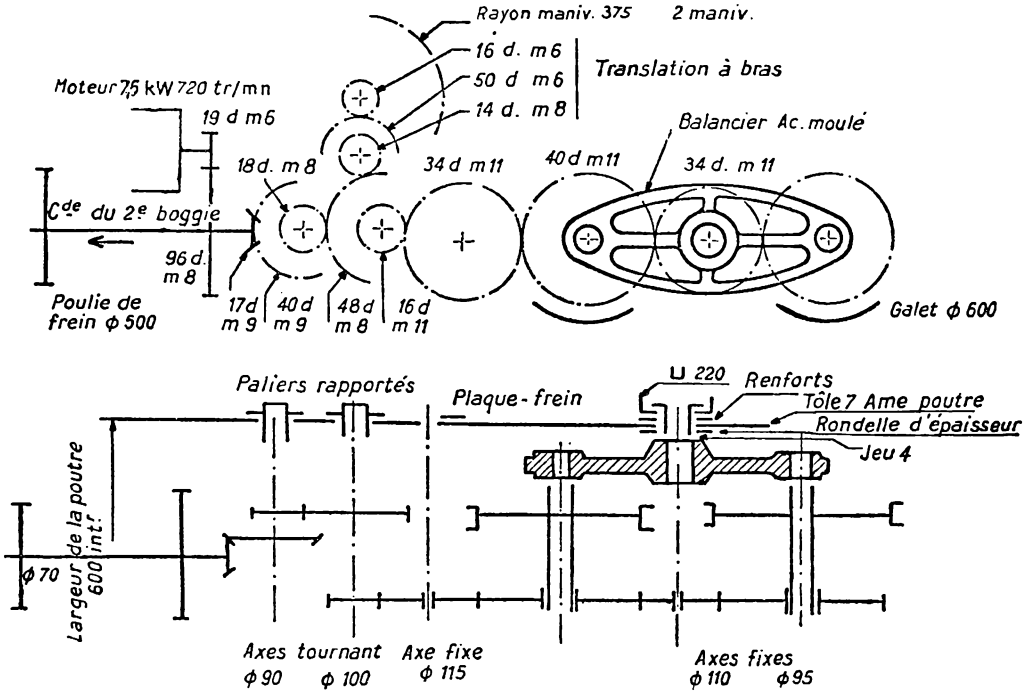


Fig. 7.39. — Mécanisme de translation.

Réducteur :

PREMIER TRAIN : Pignon du moteur : 19 dents, module 6, largeur 90 ; acier C35. Roue : 96 dents, module 6; fonte.

Le frein à bande réversible — paragraphe 3.2.2.3 — est calé sur le 2e arbre; diamètre de la poulie 500, largeur 80.

DEUXIÈME TRAIN : Pignon conique; 17 dents, module 9, acier C35. Roue : 40 dents; acier moulé A56M.

TROISIÈME TRAIN : Pignon : 18 dents, module 8, largeur 95, acier C35. Roue : 48 dents, largeur 78, acier moulé A56M.

QUATRIÈME TRAIN : Pignon : 16 dents, module 11, largeur 90 ; acier C35. Roue : 34 dents, largeur 88; acier moulé A56M.

Couronne de commande des galets : 40 dents, module 11, largeur 88, acier moulé A56M.

Galets : diamètre 600; acier moulé A56M.

Réduction : $x = \frac{1}{79}$.

La vitesse de translation est ainsi : $v = 17$ m/mn.

Remarquer sur la figure 7.39 le réducteur supplémentaire qui permet la translation à bras de l'ensemble.

Grue à flèche articulée (fig. 7.40). — Le problème est encore d'assurer le déplacement horizontal de la charge au cours de l'opération de relevage de flèche. La flèche articulée comprend la barre AC (flèche proprement dite),

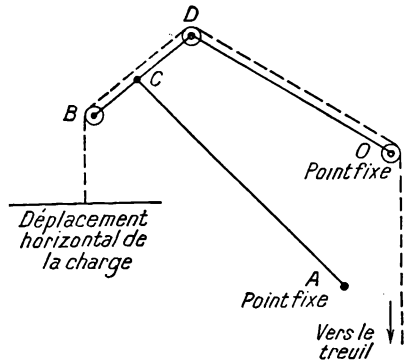


Fig. 7.40

la fléchette BD et la barre DO. Le câble suit le trajet indiqué sur la figure et les longueurs des leviers sont telles que le point B décrit une courbe très voisine de l'horizontale.

C'est la solution la plus courante actuellement; voici les caractéristiques de la grue de port de la figure 7.41 :

Grue de 3 000 kg sur portique, construction soudée.

Portée : 7 à 17 m.

Hauteur de levage : 36 m.

Vitesses : levage, 51 m/mn; relevage, 45 m/mn; rotation, 2 tr/mn; translation, 30 m/mn.

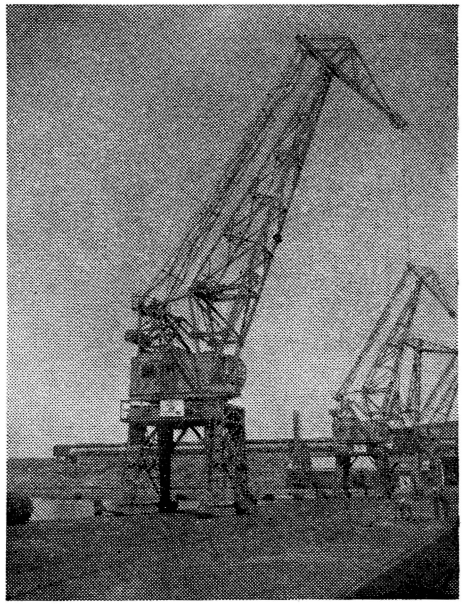


Fig. 7.41. — Grue de 3 000 kg de 7 à 17 m, construction soudée.
(Ateliers de Construction du Nord de la France)

7.7. Grues automobiles

Enumérons les problèmes essentiels qui se posent au constructeur de grues automobiles.

Se déplaçant sur route, le véhicule doit satisfaire aux règles du Code de la Route; prévoir la « position route » de la flèche.

Appelé à se déplacer sur tous terrains, le véhicule est équipé de deux essieux moteurs.

La grue est conçue pour effectuer des travaux variés : prévoir des allonges de flèche ou une flèche télescopique, une commande de benne ou de godet de dragline.

La solution hydraulique est couramment adoptée pour la commande des différents mouvements à réaliser.

A ce sujet il est utile de signaler une difficulté de construction. Moteur et pompe sont liés au châssis; les mécanismes, vérins, moteurs hydrauliques, sont fixés sur la plate-forme tournante de la grue. Le fluide sous pression doit donc traverser un organe de construction délicate, le joint tournant.

7.7.1. Premier exemple

Voici quelques caractéristiques de la grue automobile représentée (fig. 7.42).
Moteur diesel de 50 kW à 1 500 tr/mn.

Vitesse maximale de déplacement sur route : 20 km/h.
Masse de la grue en ordre de marche : 23 500 kg.

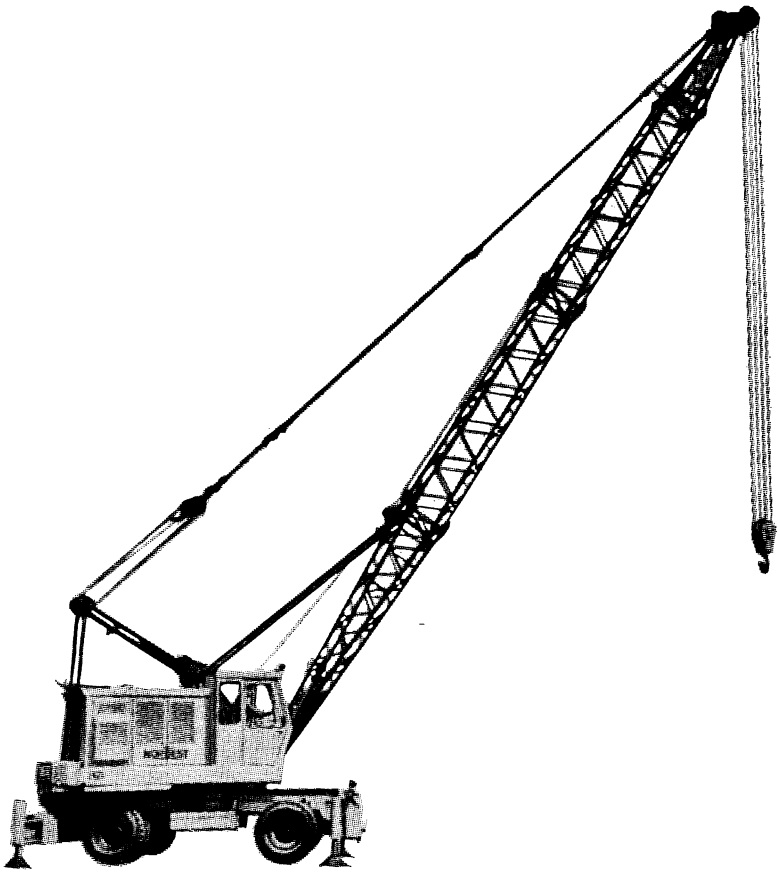


Fig. 7.42. — Grue automotrice sur pneus NORDEST G 72.

Effort normal de levage sur un brin simple : 35 000 N; suspension normale de la charge à 4 brins, 8 brins pour la charge maximale.

Rotation de la plate-forme : 0 à 3,1 tr/mn.

Charge et portée maximale permises dépendent évidemment :

— de la longueur de la flèche (9 à 42 m);
— du mode d'appui de l'engin : les seuls pneus ou les quatre vérins hydrauliques à écartement variable.

Mécanismes. — Les différents mouvements, levage, relevage de flèche, orientation, sont assurés mécaniquement, mais la commande des embrayages

et des freins est pneumatique assurant souplesse et précision dans les périodes de démarrage et de ralentissement.

Flèche. — Entre le pied de flèche et la tête de flèche (longueurs respectives 5,7 m et 3,3 m) peuvent être assemblées des allonges de longueur 6 m ou 3 m. Il est prévu également une fléchette de 6 m ou 9 m que l'on peut fixer en tête de flèche principale.

Cette flèche est sollicitée essentiellement à la compression. Les quatre membrures sont constituées par des cornières de 70 × 70 × 7 en acier A 52 (fig. 7.43) et les barres du treillis par des tubes aux extrémités aplaties, tubes à gaz de 1″ en acier A 37.

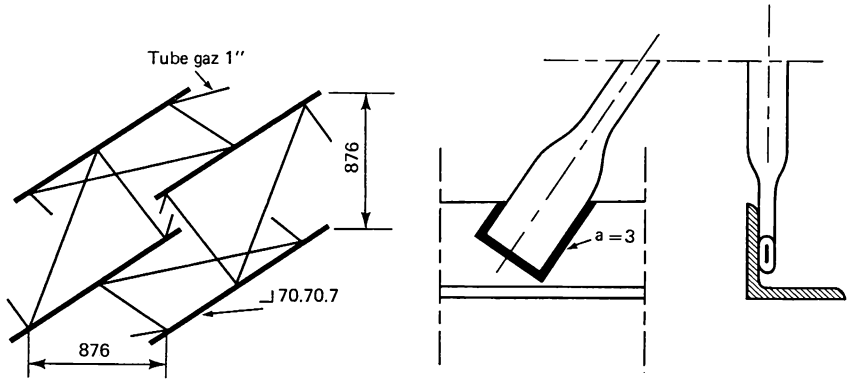


Fig. 7.43

La figure 7.44 représente l'extrémité d'un élément de flèche.

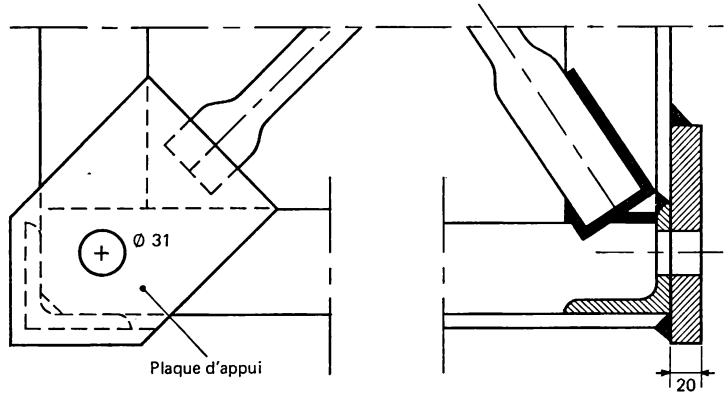


Fig. 7.44

Dans le cas de l'écartement maximal des vérins d'appui :

— charge 30 000 kg, portée limite 3,5 m, flèche de 9 m;
— charge 1 500 kg, portée limite 25 m, flèche de 30 m.

A noter que la grue peut être équipée d'une flèche télescopique : quatre éléments en treillis coulissant les uns dans les autres par vérins hydrauliques; longueur de flèche de 6,65 m à 20 m (3 télescopes sortis).

7.7.2. Deuxième exemple (fig. 7.45).

Caractéristiques principales :

— moteur diesel de 50 kW à 2 500 tr/mn;
— vitesse maximale de déplacement sur route : 50 km/h;

Fig. 7.45. — Mobilgrue diesel hydraulique NORDEST Y 1511.

— masse de la grue en ordre de marche : 12 500 kg;
— effort normal de levage sur un brin simple : 18 000 N;
— rotation de la plate-forme : 0 à 3 tr/mn.

Flèche. — Flèche de base de longueur 6 m; le télescope est actionné sous charge par vérin hydraulique de course utile 4 m.

A noter la possibilité d'équiper la flèche d'une allonge de 4 m, ou d'une fléchette de 3 m, ou encore de l'allonge plus la fléchette.

Voici quelques exemples de charges et portées maximales.

Grue appuyée sur ses vérins :

— télescope rentré : 9 000 kg (2 m), 1 900 kg (5 m);
— télescope sorti : 7 000 kg (2 m), 1 100 kg (7 m), 700 kg (9 m).

Grue sur pneus :

— télescope rentré : 6 000 kg (2 m), 1 800 kg (5 m);
— télescope sorti : 6 000 kg (2 m), 900 kg (7 m), 480 kg (9 m).

Stabilité de la grue. — Une première opération consiste à assurer le contact des ponts avant et arrière avec le châssis; quatre vérins ont donc à vaincre la résistance des ressorts de suspension du châssis.

Deuxième opération : mise en place et manœuvre des quatre vérins d'appui; les roues, simplement soulagées, doivent rester en contact avec le sol.

Commandes hydrauliques. — A partir de deux pompes à huile le fluide est dirigé vers le bloc des distributeurs, puis vers les différents postes de manœuvre :

— les quatre vérins de blocage de la suspension, pression $p = 145$ daN/cm^2;
— les quatre vérins d'appui, $p = 30$ daN/cm^2 et 40 daN/cm^2;
— le moteur hydraulique d'orientation de la plate-forme, avec frein électro-magnétique, commandé par la manœuvre du levier de distribution : $p = 160$ daN/cm^2;
— le vérin de relevage de flèche : $p = 100$ daN/cm^2;
— le moteur hydraulique du treuil de levage avec frein à commande hydraulique automatique : $p = 100$ daN/cm^2 (le fluide traverse le joint tournant);
— les deux vérins alimentés en série du télescopage de la flèche : $p = 142$ daN/cm^2 (le fluide traverse le joint tournant);
— le moteur hydraulique du treuil de halage avec frein électro-magnétique commandé par la manœuvre du levier de distribution.

7.8. Grue à tour

La grue à tour est l'appareil des chantiers de construction d'immeubles : grande hauteur libre sous crochet, grande portée, rotation totale de la flèche, ensemble fixe ou mobile sur rails avec portique ou non, équipement électrique.

Il est important de noter que la mise en place des charges, éléments préfabriqués, éléments de charpente, doit être précise : vitesse d'approche lente sans balancement sensible de la charge, vitesse de déplacement élevée afin de réduire la durée d'une opération.

La figure 7.46 représente une telle grue et ses caractéristiques diverses.

Charpente. — Elle est composée d'éléments facilement transportables, de longueur 6 m pour la tour, 5 m pour la flèche en treillis tubulaire (influence moindre du vent).

La base (5 × 5 m) est montée sur quatre boggies avec deux moteurs de 3,3 kW pour deux boggies en diagonale ($v = 25$ m/mn).

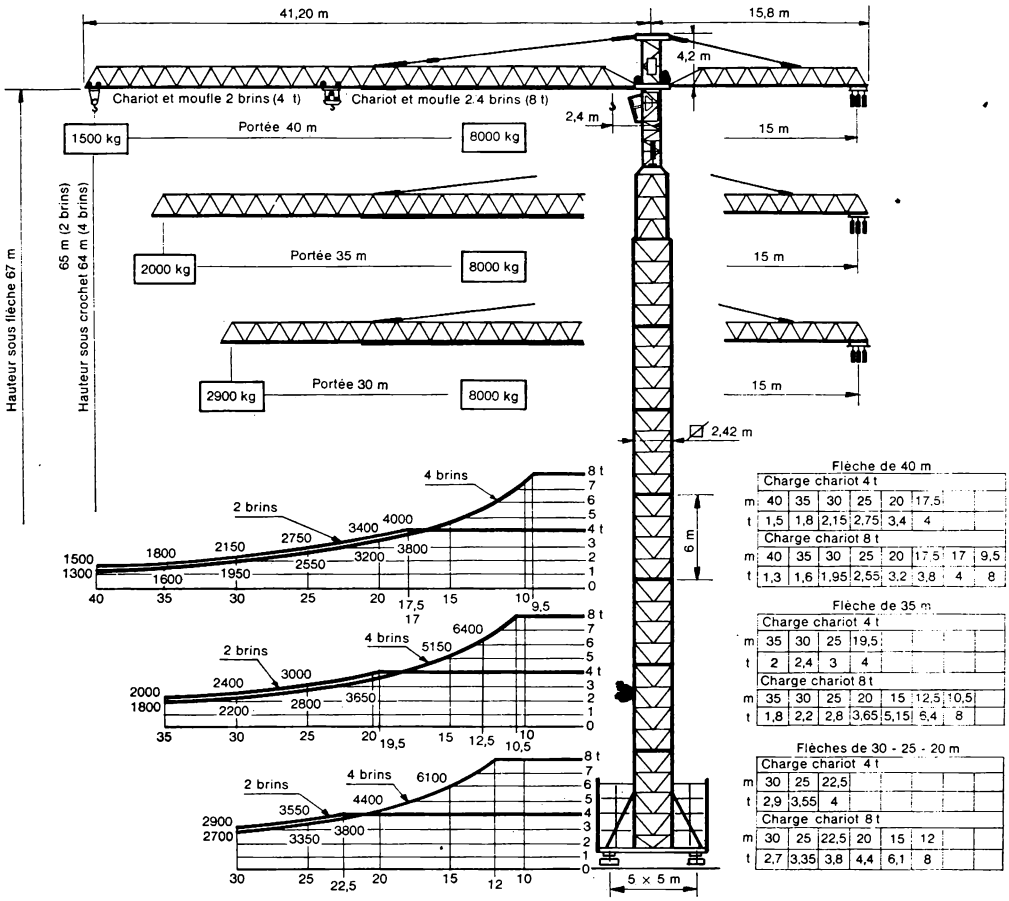


Fig. 7.46. — Grue à tour RICHIER-WEITZ GT 1174 R5.

C'est à partir de cette base que s'effectue par vérin hydraulique le hissage des éléments de la grue au fur et à mesure de leur montage.

Stabilité. — Limite d'utilisation de la grue : vent de 80 km/h, chariot en pied de flèche et grue ancrée aux pieds.

La masse du lest qui charge la base et la flèche varie suivant la hauteur h sous crochet.

EXEMPLE. — h = 40 m, lest de la base 58 000 kg, lest de flèche 6 200 kg.

Mécanismes. — Situé dans la partie supérieure tournante de la tour, le treuil de levage (30 kW) est à trois vitesses sélectionnées automatiquement en fonction de la charge (0 à 60 m/mn). La précision de la mise en place d'une charge est assurée par un ralentissement électrique automatique.

Treuil d'entraînement par câble du chariot placé au pied de la flèche : puissance 2 kW, vitesse d'approche lente 9 m/mn, vitesse normale 36 m/mn,;

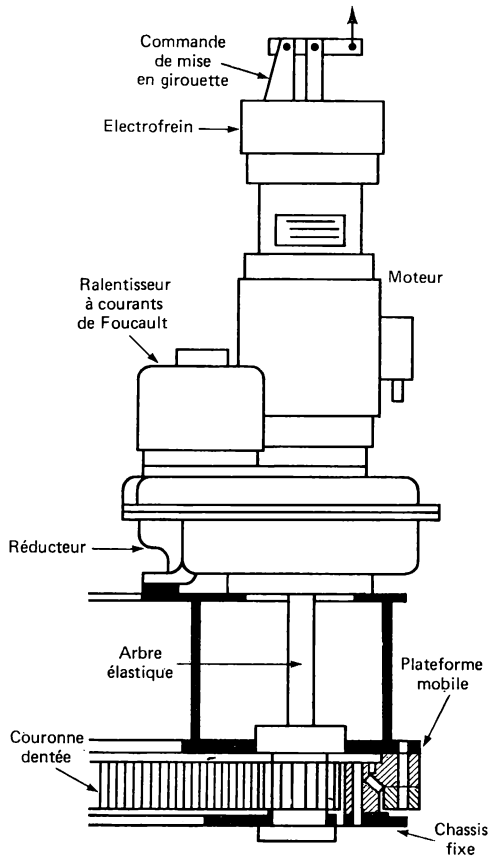


Fig. 7.47

frein d'arrêt électro-magnétique et dispositif de sécurité assurant le blocage du chariot en cas de rupture du câble de traction.

Orientation : moteur de 6 kW, vitesse angulaire de la flèche 0,95 tr/mn (fig. 7.47).

7.9. Grues spéciales.

1° *Bigues.* — Elles comprennent très simplement une poutre ou volée. articulée au sol (fig. 7.48).

Remarquer que la charge, amenée par relevage de la volée sur le quai, doit passer entre les deux mâts de la volée; le volume de la charge est ainsi limité. La forme indiquée sur la figure 7.49 évite cet inconvénient.

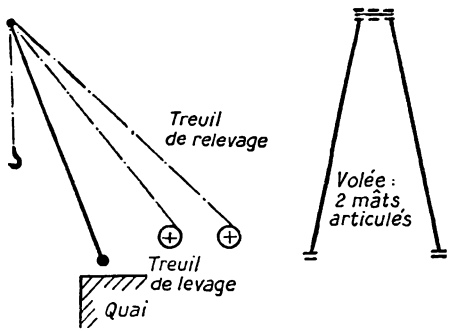


Fig. 7.48

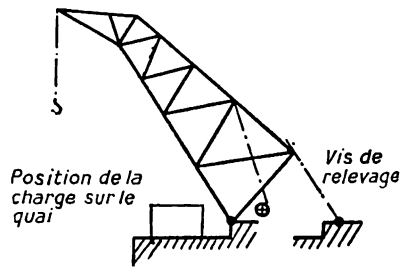


Fig. 7.49

Les bigues sont utilisées pour le chargement de lourdes pièces sur les bateaux, pour la mise en place de chaudières ou machines, par exemple, avec des masses prévues jusqu'à 100 000 et 150 000 kg.

Ces mêmes grues sont montées couramment sur pontons flottants.

2° *Grues Derrick* (fig. 7.50). — Le mât qui constitue la flèche peut non seulement se déplacer dans un plan vertical, modifiant ainsi la portée, mais encore tourner autour d'un axe vertical — angle de rotation en général supérieur à 180°.

Comme les bigues, elles sont utilisées pour l'armement des bateaux et pour les plus lourdes charges.

Ce sont également des grues de chantiers.

EXEMPLE : Derrick de chantier de construction de barrage : 3 000 kg à 30 m.

Une grue Derrick montée sur pylône permet de desservir les différents points d'un immeuble en construction.

EXEMPLE : Derrick-pylône : 4 000 kg à 31 m, 7 000 kg à 18 m.

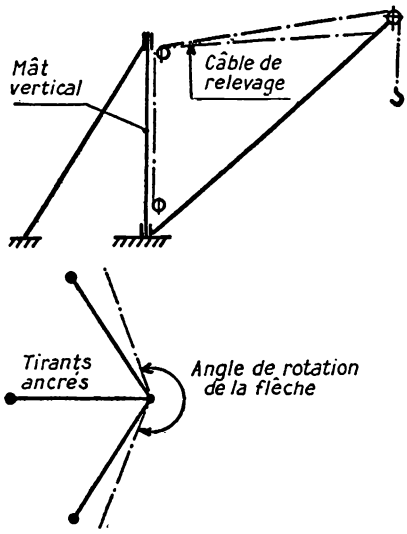


Fig. 7.50

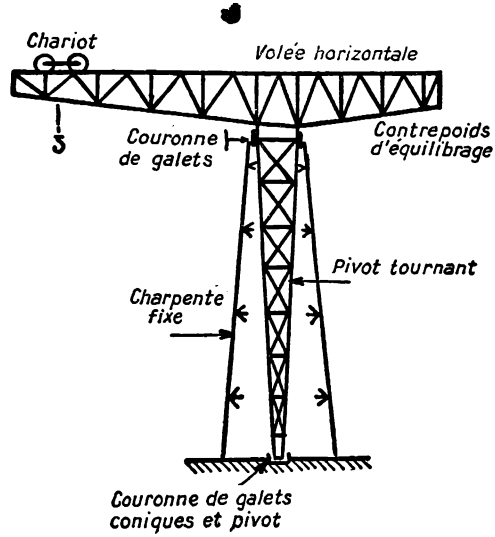


Fig. 7.51

3° *Grues pour chantiers maritimes* (fig. 7.51). — Grande portée, fortes charges, grande hauteur libre sous crochet sont nécessaires.

Ce sont des grues à pivot tournant, donc à rotation complète, à portée variable, car un chariot peut se déplacer sur la volée horizontale de la grue. Masse de la charge jusqu'à 150 000 kg. Portée jusqu'à 40 m. Pour la portée maximale, la masse de la charge est en général réduite, 75 000 kg par exemple pour le cas d'une grue de 150 000 kg, la charge maximale ne s'appliquant que sur une portée de 20 m.

7.10. Règles de calcul.

Au sujet du calcul de la charpente des grues, les règles indiquées au § 6.2.1 sont applicables. Tenir compte de plus, des effets d'inertie dans le mouvement d'orientation (démarrage et freinage).

Stabilité au renversement.

On suppose la limite de basculement atteinte en majorant la charge nominale Q. Les vérifications de stabilité à effectuer sont les suivantes :

— vérification statique : $Q \times 1{,}6$;

— vérification dynamique : appareil sous charge $Q \times 1{,}35$ et vent limite de service (voir § 6.2.1);
appareil à vide (charge supposée négative $= -Q \times 0{,}1$) et vent limite de service;

— vérification pour le vent maximal (tempête), appareil à vide;

— vérification en cas de rupture d'élingue, dont l'effet correspond à une charge négative $= -Q \times 0{,}3$, avec vent limite de service.

Sécurité contre l'entraînement par le vent.

Il est nécessaire de vérifier que l'appareil n'est pas entraîné par le vent ou la tempête.

La résistance au déplacement est calculée ainsi :

— pour les galets freinés : coefficient de frottement entre galet et rail = 0,14;

— pour les galets non freinés : résistance à la jante :
  — 100 N par 10 000 N de charge sur le galet monté sur billes;
  — 150 N par 10 000 N de charge sur le galet monté sur douille.

Bien entendu, s'il y a risque d'entraînement, un dispositif d'amarrage doit être prévu.

DEUXIÈME PARTIE

APPAREILS DE MANUTENTION

Généralités.

Nous avons pu constater dans la première partie de cette étude la diversité des appareils de levage; néanmoins, nous avions toujours à considérer une fonction principale, le levage, qui donnait à ces appareils une certaine unité.

Il s'agissait également de charges unitaires toujours importantes : levage d'une charge unique ou levage d'une benne contenant une matière divisée.

La diversité des appareils de manutention est beaucoup plus marquée. Elle est due à la *nature des matériaux* à transporter : manutention du charbon dans une centrale thermique, des colis dans un magasin, des plis et documents dans les bureaux d'une société industrielle.

La variété des déplacements à effectuer et leur *amplitude* entrent également en ligne de compte : transport de minerai par téléférique sur une distance de plusieurs kilomètres, chargement d'un camion automobile par transporteur mobile à courroie; trajectoire de la matière, verticale, plus ou moins inclinée ou horizontale.

Une classification des appareils de manutention est donc assez difficile; voici la classification proposée par la Compagnie des Transporteurs Simplex à Paris.

A. Appareils à fonctionnement alternatif ou discontinu

Deux manœuvres sont prévues :

Aller en charge, d'un point déterminé.
Retour à vide, au même point.

I. — *Pour les matières divisées, en vrac :*

Fines, morceaux, tout-venant.

Monorails.
Skips.

II. — *Pour charges diverses :*

Sacs, caisses, balles, fûts.

Tire-sacs.
Monte-charges.

III. — *Pour les personnes :*

Ascenseurs.

Ce sont les appareils qui se rapprochent le plus des appareils de levage. Un monorail, par exemple, comprend un palan électrique, avec benne ou non, avec cabine de manœuvre ou non, le tout fixé à un chariot porte-palan.

B. — Appareils à fonctionnement continu

Ils assurent un courant continu ou presque continu de matière.

I. — **Le chargement est porté par l'appareil ;** la matière transportée est donc en repos par rapport à l'appareil en mouvement.

Transporteurs aériens par câbles.
Traînage sur voie ferrée.
Elévateurs à godets.
Transporteurs à courroie, à palettes...
Elévateurs divers pour caisses, fûts...

II. — **Le chargement se déplace sur l'appareil fixe.**

Pour les matières divisées, en vrac :

Entraîneurs.
Transporteurs à secousses.
Vis d'Archimède.

Pour les objets divers :

Transporteurs à rouleaux.
Toboggans.

C. — Appareils à fonction spécialisée

Distributeurs.

D. — Appareils de manutention au sol

Ils comprennent l'ensemble extrêmement varié des chariots qui desservent les machines d'un atelier, l'aire de rangement d'un magasin, d'un entrepôt, un quai de gare, un aérodrome.

CHAPITRE 8

ASCENSEURS — MONTE-CHARGE

8.1. Généralités.

Dans ces appareils le transport vertical des charges ou des personnes se fait par benne ou par cabine guidée.

Des arrêts à point fixe sont prévus aux différents étages à desservir.

Mécanisme. — Comme dans les appareils déjà étudiés, le moteur électrique est actuellement seul employé.

Le treuil de levage est presque toujours à roue et vis sans fin commandant un tambour ou une poulie d'adhérence; il est à noter, en effet, qu'à l'extrémité libre du câble est fixé un *contrepoids d'équilibrage*, ce qui évite une dépense inutile de travail correspondant au levage du poids mort. Contrepoids = poids de la cabine plus la moitié de la charge.

Vitesse de levage :

Ascenseurs : 0,50 à 0,75 m/s et souvent 1 m/s.

Monte-charge : 0,15 à 0,50 m/s, pour les grosses charges, plus élevée pour les petits appareils.

Position du treuil. — A la partie supérieure de l'appareil, en général, mais il est possible d'installer le treuil à un niveau quelconque et, en particulier, à la partie inférieure de l'installation.

Un fonctionnement silencieux — ascenseurs — est recherché; c'est une des raisons de l'emploi du réducteur à roue et vis sans fin. De plus, des amortisseurs en caoutchouc ou en liège évitent la transmission des vibrations à l'immeuble.

Charpente. — Une charpente, ancrée ou non aux différents étages, doit être capable de supporter la charge totale : cabine, treuil et charge. Cependant, si le plancher du dernier étage est suffisamment résistant, la charpente se réduit aux barres de guidage de la cabine et du contrepoids.

Organes de sécurité. — La suspension des ascenseurs est généralement à câbles multiples, suffisants pour maintenir la charge même après rupture de l'un d'eux. Les poulies seront donc à gorges multiples, et la poulie d'entraînement sera adhérente.

a) *Mécaniques.* — Le treuil est équipé d'un *frein d'arrêt* électro-magnétique à sabots.

Parachute. — En cas de rupture du câble ou de l'un des câbles de levage, ou simplement en cas de vitesse exagérée de la cabine à la descente (régulateur de vitesse), un dispositif mécanique est prévu, qui bloque la cabine sur ses glissières.

Un *verrou de sûreté*, commandé par une came fixée à la cabine, interdit l'ouverture de toute porte d'accès à la cabine, lorsque celle-ci n'est pas en face de la porte.

Notons enfin les *amortisseurs* de fin de course basse de la cabine et du contrepoids : blocs de caoutchouc, ressorts ou frein à huile.

b) *Electriques.* — En cas de rupture d'un câble, un interrupteur, combiné avec le parachute, coupe le courant au moteur.

L'ouverture d'une porte d'accès à la cabine n'est possible que si la cabine est arrêtée devant cette porte.

Une manœuvre quelconque n'est possible que si toutes les portes d'accès sont fermées.

Le système de manœuvre de l'intérieur de la cabine ne doit pas être gêné par une commande faite de l'extérieur, à l'un des étages — manœuvre d'un bouton d'appel par exemple.

Indiquons qu'au point de vue de la sécurité les ascenseurs et monte-charge sont répartis en trois groupes (norme NF. P 82-200) :

Groupe I : appareils transportant habituellement ou occasionnellement des personnes;

Groupe II : appareils dont l'emploi est interdit pour le transport des personnes, mais où celles-ci ont accès pour le chargement et le déchargement des objets transportés;

Groupe III : appareils dont les dimensions et la constitution empêchent matériellement l'accès des personnes.

8.2. Monte-charge.

La figure 8.1 donne la disposition d'ensemble d'un monte-charge de 1 000 kg.

L'ensemble du mécanisme est placé à la partie inférieure de l'installation; notons à ce sujet que les boulons de scellement du bloc moteur supportent l'effort de traction des câbles, poids de la cabine chargée plus contrepoids.

La charpente est réduite aux fers de guidage de la cabine et du contrepoids; les poutres, supports des poulies supérieures, reposent en effet sur la maçonnerie de l'immeuble.

La commande des arrêts aux différents étages est assurée par un *distributeur d'étages*; on pourrait envisager la commande de cette série d'interrupteurs par un mécanisme solidaire du câble lié à la cabine ou solidaire du treuil. Mais en raison des forces d'inertie au démarrage ou au freinage, il peut se produire un glissement du câble sur la poulie motrice; il s'ensuivrait un déréglage du distributeur. Aussi, sa commande est-elle assurée par un câble indépendant lié à la cabine, câble pilote, s'enroulant sur des poulies légères, donc à faible moment d'inertie, poulies qui peuvent d'ailleurs être montées sur roulements à billes.

Les câbles sont fixés, d'une part à la cabine, le plus souvent par cosses soudées, d'autre part au contrepoids. Ces attaches au contrepoids doivent permettre le réglage de la longueur du câble; le croquis d'une telle attache est donné figure 8.1.

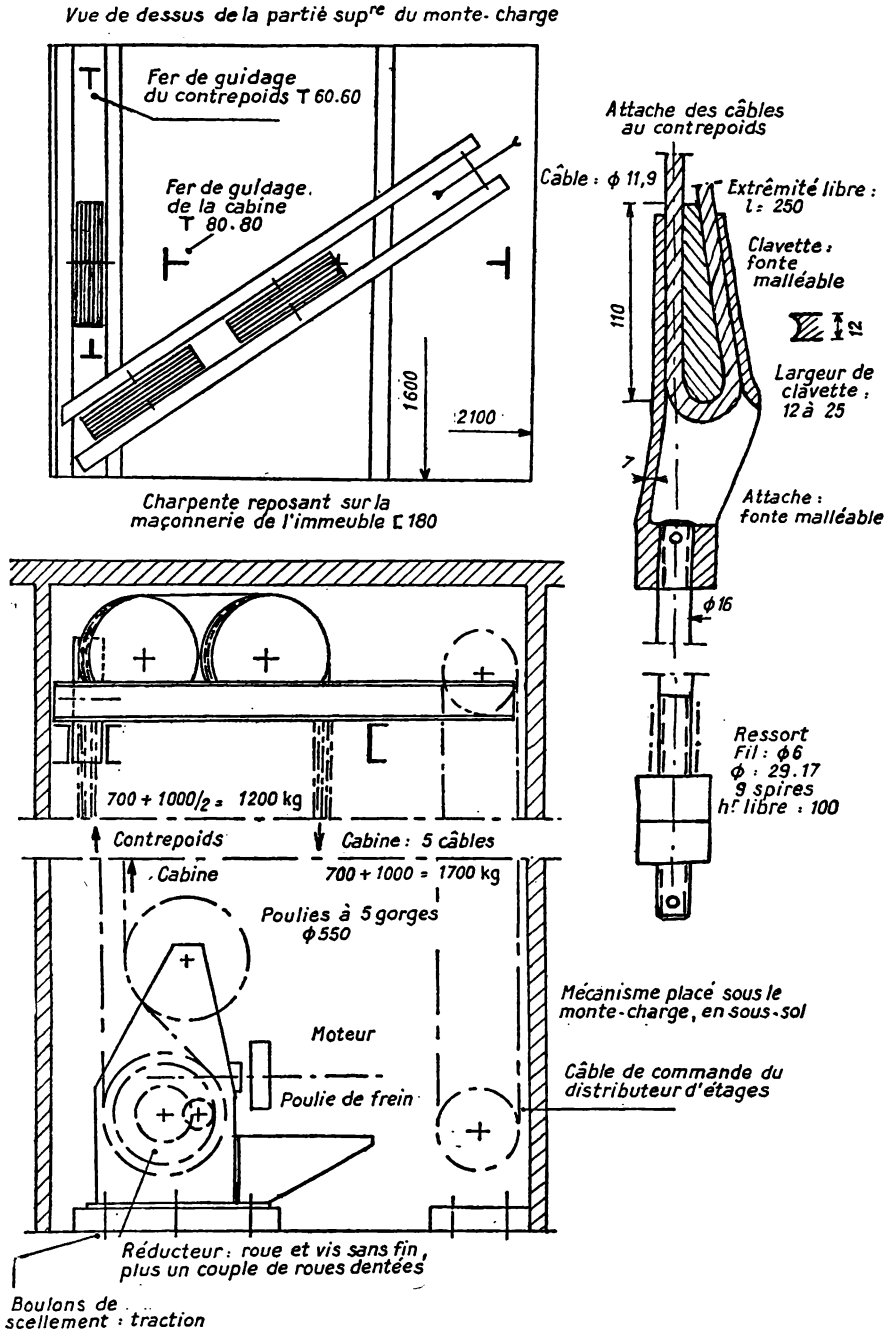

Vue de dessus de la partie supre du monte-charge
Fer de guidage du contrepoids T 60.60
Fer de guidage de la cabine T 80.80
1600
2100
Charpente reposant sur la maçonnerie de l'immeuble [180
Attache des câbles au contrepoids
Câble : ϕ 11,9
Extrémité libre : l = 250
Clavette : fonte malléable
110
12
Largeur de clavette : 12 à 25
7
Attache : fonte malléable
ϕ16
Ressort Fil : ϕ6 ϕ : 29.17 9 spires hr libre : 100
700 + 1000/2 = 1200 kg
Contrepoids
Cabine : 5 câbles
Cabine
700 + 1000 = 1700 kg
Poulies à 5 gorges ϕ550
Moteur
Poulie de frein
Mécanisme placé sous le monte-charge, en sous-sol
Câble de commande du distributeur d'étages
Réducteur : roue et vis sans fin, plus un couple de roues dentées
Boulons de scellement : traction

Fig. 8.1

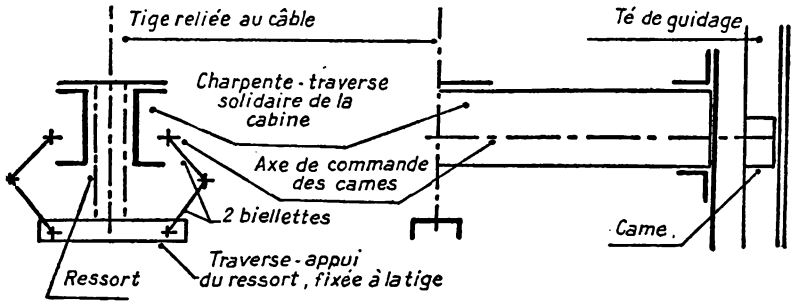


Fig. 8.2

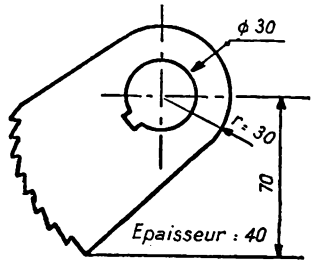


Fig. 8.3

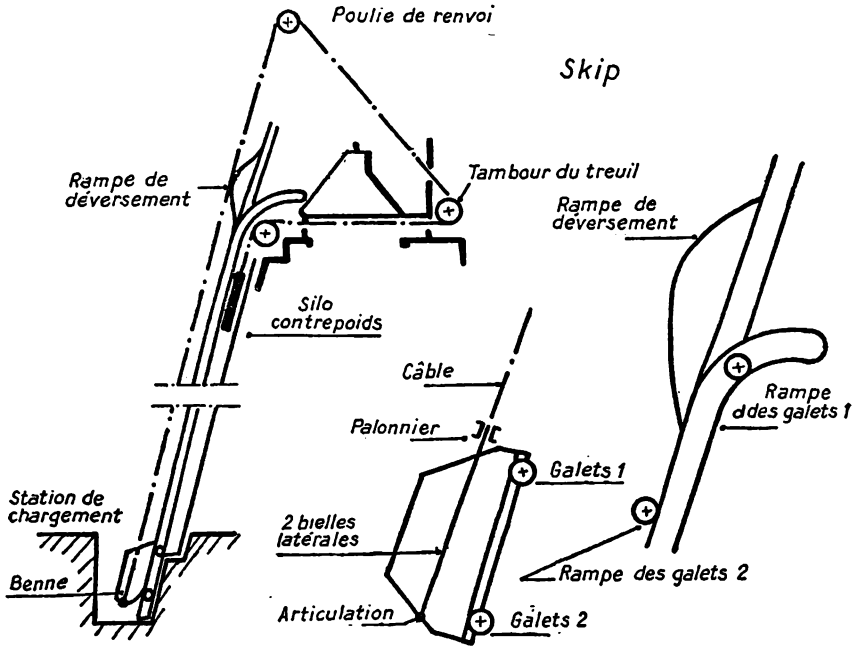


Fig. 8.4

Parachute (fig. 8.2 et 3, voir page 192). — En marche normale, la traverse solidaire du câble comprime le ressort du parachute et vient prendre appui sur la traverse solidaire de la cabine; il y a bien liaison rigide câble-cabine. En cas de rupture du câble, sous l'action du ressort, la traverse solidaire du câble s'éloigne de la traverse de la cabine (position représentée sur la figure 8.2); dans son mouvement, elle provoque la rotation des axes de commande des cames qui assurent le blocage de la cabine sur ses glissières.

Celles-ci sont constituées très simplement par des fers en T ou des tubes d'acier étirés. La figure 8.3 représente une came de parachute pour glissière fer en T.

8.3. Skips.

Il s'agit d'un monte-charge à déchargement automatique de la benne (fig. 8.4).

La matière à transporter, coke, minerai, agrégats de béton, est déversée dans la benne au point bas; la traction par câble assure le levage, puis le déversement de la benne au point haut dans une trémie.

Cette benne se déplace, en général, suivant un plan incliné, mais on peut très bien concevoir un trajet vertical.

La manœuvre du bouton « Marche » provoque la montée de la benne, son déversement et sa descente; à cet effet, des interrupteurs de fin de course sont prévus.

L'alimentation d'un haut fourneau, d'un cubilot, d'un poste de criblage de coke se fait normalement par skip. Il est employé là où de fortes charges unitaires sont imposées — bennes jusqu'à 3 m^3 — et où l'emploi d'un élévateur à godets est impossible — matière abrasive ou collante.

CHAPITRE 9

TRANSPORTEURS AÉRIENS PAR CABLES TRAINAGE SUR VOIE FERRÉE

9.1. Transporteurs aériens par câbles. — Généralités.

Les transporteurs aériens par câbles ont, entre autres, l'avantage d'*occuper peu de terrain* — surface prise par les pylônes supports de ligne — de pouvoir *franchir des obstacles* tels que rivières, voies ferrées, routes, sans construction d'ouvrages coûteux.

Ils s'imposent tout naturellement en *terrain montagneux*, où les obstacles naturels interdisent de façon presque absolue la construction de voie ferrée ou simplement de route.

Le transport de masses unitaires importantes (arbres, blocs de pierre) est aussi bien assuré que le transport de minerai, de charbon, par wagonnets de 250 à 1 500 kg se déplaçant à la vitesse de 1,5 à 2,5 m/s.

Enfin, le transport des personnes est assuré en montagne par cabines prévues jusqu'à 30 voyageurs ou plus simplement par remorquage de traîneaux, ou traînage sur skis (remonte-pentes).

La longueur de la ligne peut être quelconque et des installations sont réalisées sur des distances de 10, 20 et même 40 km.

En montagne, la différence d'altitude entre stations extrêmes atteint 1 000 m et le passage d'une vallée est chose possible puisque la portée entre pylônes peut dépasser 1 km.

Les installations à wagonnets qui se déplacent à la vitesse de 2,5 m/s et qui se suivent à moins d'une minute, assurent des débits massiques horaires importants : 10 000 et même 200 000 kg/h.

Classification. — 1° Un câble ancré à une extrémité, tendu à l'autre, constitue *un monocâble fixe.* La charge, accrochée à un galet roulant sur le câble, se déplace par gravité : évacuation de produits forestiers peu lourds, par exemple.

2° *Monocâble mobile.* — Le câble est à la fois porteur et tracteur; il passe alors nécessairement sur deux poulies d'extrémités l'une motrice, l'autre assurant la tension réglable du câble.

a) *Les deux poulies sont à axe horizontal* (fig. 9.1). — Le chariot roule sur l'un des brins et est accroché à l'autre. Seul mouvement possible : *mouvement de navette.* Impossibilité de prévoir des pylônes supports de câble.

b) *Les deux poulies sont à axe vertical* (fig. 9.2). — Le mouvement du câble peut être un simple *va-et-vient*; un wagonnet chargé fixé au câble descend alors qu'un wagonnet vide remonte.

Si le mouvement du câble est *continu*, le nombre des wagonnets peut être quelconque, à condition toutefois que les stations d'extrémités soient

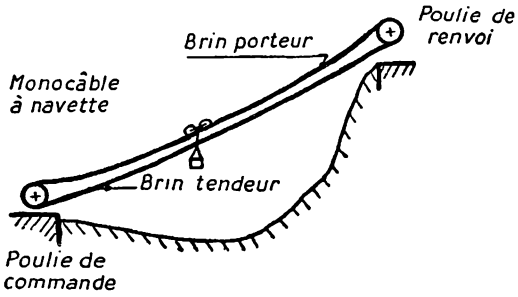


Fig. 9.1

aménagées, l'une pour le chargement, l'autre pour le déchargement continu de ces wagonnets (fig. 9.2).

Les gros débits sont évidemment assurés par ces transporteurs à mouvement continu.

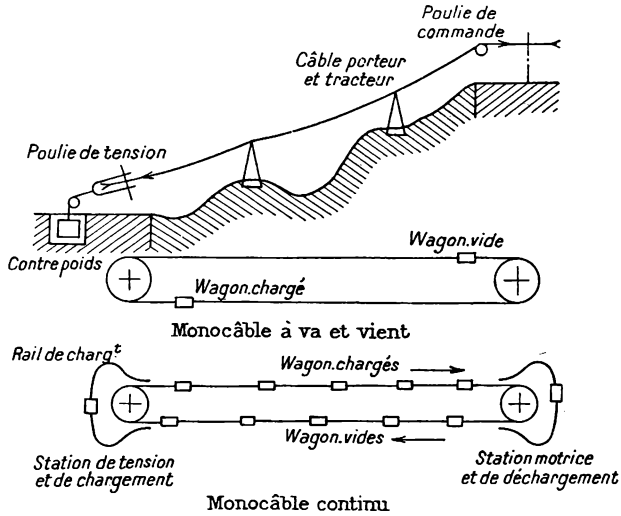


Fig. 9.2

3° *Bicâble.* — L'un des câbles est porteur, l'autre tracteur.

Comme ci-dessus, nous pouvons envisager un transporteur bicâble :

A mouvement de navette : un câble porteur fixe et un câble tracteur sur deux poulies à axe horizontal.

A va-et-vient : voir plus loin, figure 9.14.

A mouvement continu : les wagonnets roulent sur un câble porteur fixe, le câble tracteur à mouvement continu passe sur deux poulies à axe vertical.

Un transporteur tricâble comprend deux câbles porteurs sur lesquels roulent les wagonnets et un câble tracteur.

Puissance absorbée. — Remarquons qu'une installation peut être motrice, si le transport se fait d'un point haut vers un point bas; l'installation d'un frein est à prévoir.

On conçoit l'importance des résistances passives et des forces d'inertie au démarrage qui interviennent dans le fonctionnement d'un transporteur à grande distance : frottement du câble tracteur sur les poulies supports, des galets de chariot sur le câble porteur, frottement des poulies sur leur axe.

Compter 0,05 kW par tonne horaire transportée et par kilomètre pour une pente de l'installation de 1 %.

Pour assurer le démarrage de l'installation, augmenter la puissance trouvée de 30 à 50 %; 50 % dans le cas d'une puissance trouvée inférieure à 10 kW.

Notons que le graissage du câble porteur se fait par wagonnet spécial à réservoir d'huile, huile spéciale formant vernis à la surface extérieure du câble.

9.2. Eléments de construction.

Câbles tracteurs. — Ce sont les mêmes que les câbles utilisés pour les appareils de levage. La souplesse est recherchée, puisqu'ils doivent s'enrouler sur les poulies d'extrémités.

Remarquons ici qu'un câble à la fois tracteur et porteur doit présenter les mêmes qualités.

L'épissure ou jonction des deux extrémités du câble doit être particulièrement soignée, en conservant au câble son diamètre primitif.

L'une des poulies assure la tension du câble, l'autre est motrice ou freinée le cas échéant; elles sont toujours de grand diamètre pour assurer l'écartement nécessaire entre les deux brins du câble, la contrainte d'incurvation est, de ce fait, diminuée (fig. 9.3). La garniture de cuir au fond de la gorge augmente l'adhérence du câble.

Suivant la valeur du rapport $\frac{T}{t}$ des tensions du brin qui aborde la poulie motrice et du brin qui la quitte, l'arc embrassé doit être plus ou moins grand.

EXEMPLE : Arc embrassé π.

$$\frac{T}{t} \leqslant 1{,}37, \quad \text{jante ordinaire en fonte.}$$

$$\frac{T}{t} \leqslant 1{,}70, \quad \text{jante garnie de cuir.}$$

Arc embrassé $2\,\pi$, soit donc une poulie à deux gorges et une contre-poulie à une gorge (fig. 9.4).

$$\frac{T}{t} \leqslant 1{,}89 \quad \text{et} \quad \frac{T}{t} \leqslant 2{,}95.$$

Il existe d'ailleurs plusieurs types de poulies à serrage automatique du câble ; le rapport $\frac{T}{t}$ peut alors être augmenté notablement.

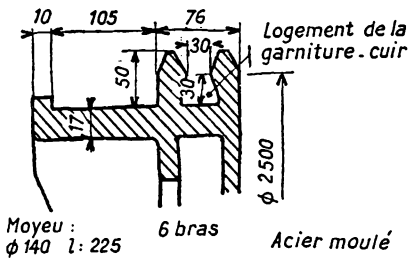


Fig. 9.3. — Poulie de commande à jante de frein.

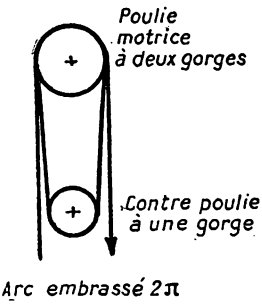


Fig. 9.4

EXEMPLE : Poulie Karlik (fig. 9.5).

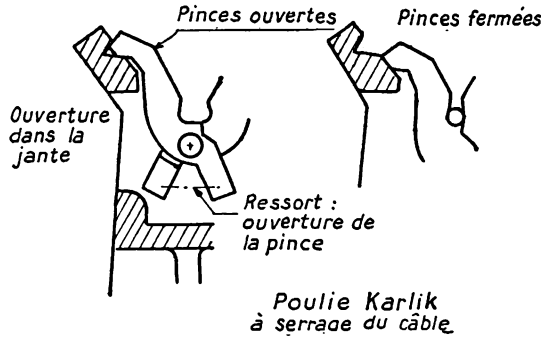


Fig. 9.5

Supports de câbles tracteurs. — a) *Cas du bicâble.* — Le câble tracteur est libre entre deux wagonnets; il est alors guidé par un galet fixé à chacun

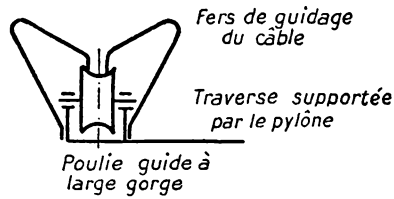


Fig. 9.6. — Support pour câble tracteur. Cas d'un bicâble.

des pylônes de l'installation (fig. 9.6). Il quitte la gorge de sa poulie-guide, car le wagonnet tracté est surélevé au passage sur l'appui du câble porteur.

b) *Cas du monocâble.* — Le câble est à la fois porteur et tracteur. Un support oscillant sur pylône est constitué par deux ou quatre poulies de diamètre 300 à 600 (fig. 9.7). Un tel support guide et porte le câble sans empêcher le passage des chariots (fig. 9.8).

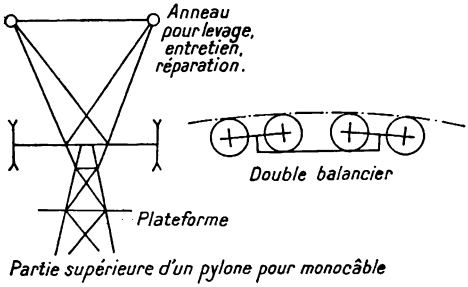


Fig. 9.7

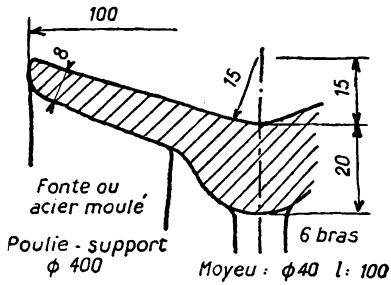


Fig. 9.8

Câbles porteurs. — Ils sont immobiles; la souplesse n'est pas recherchée, mais, par contre, ils doivent offrir la moindre résistance au roulement des galets de chariots.

a) Câbles sans âme en textile, sans torons, donc constitués uniquement par des fils enroulés en hélice autour d'un fil central.

Diamètre des fils jusqu'à 6 mm, en acier à charge de rupture : $R_r = 1\,400$ à $1\,500$ N/mm^2.

b) Câbles *mi-clos* et *câbles clos* (fig. 9.9).

La surface extérieure est plus lisse, d'où meilleur roulement des galets. De plus, l'étanchéité assurée par les fils jointifs détermine une meilleure conservation du câble.

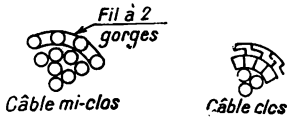


Fig. 9.9

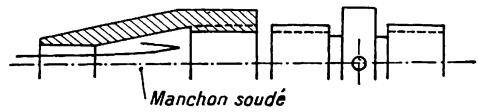


Fig. 9.10

Jonction des câbles porteurs (fig. 9.10). — Manchon d'accouplement en acier C45 : $R_r = 750$ N/mm^2, $A\ \% \geqslant 12$.

Le passage des galets des chariots doit être gêné le moins possible par la présence de tels manchons.

Ancrage des câbles porteurs (fig. 9.11).

Tension des câbles porteurs. — Un dispositif de réglage de la tension est nécessaire : allongement au début de la mise en service du câble, différences de température.

Les solutions sont variées.

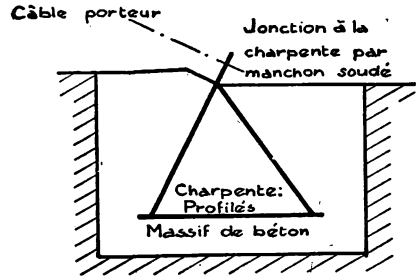


Fig. 9.11. — Ancrage du câble porteur.

EXEMPLE : Tirant à vis (fig. 9.12).

Une tension automatique peut être assurée par un contrepoids se déplaçant dans une cage ou un puits. Pour que cette tension soit efficace, la longueur du câble ne doit pas dépasser 2 à 3 000 m; donc, dans le cas de ligne plus longue, établir une station intermédiaire de tension.

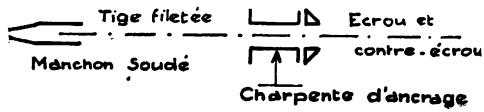


Fig. 9.12. — Tension du câble porteur.

Support de câble porteur (fig. 9.13).

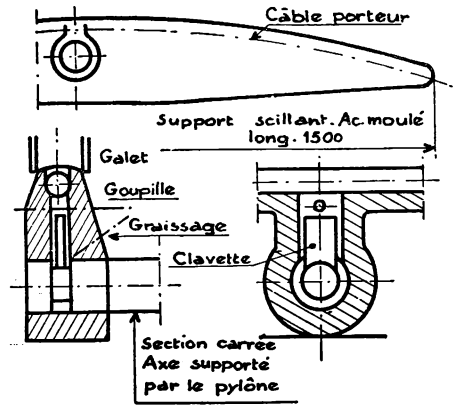


Fig. 9.13

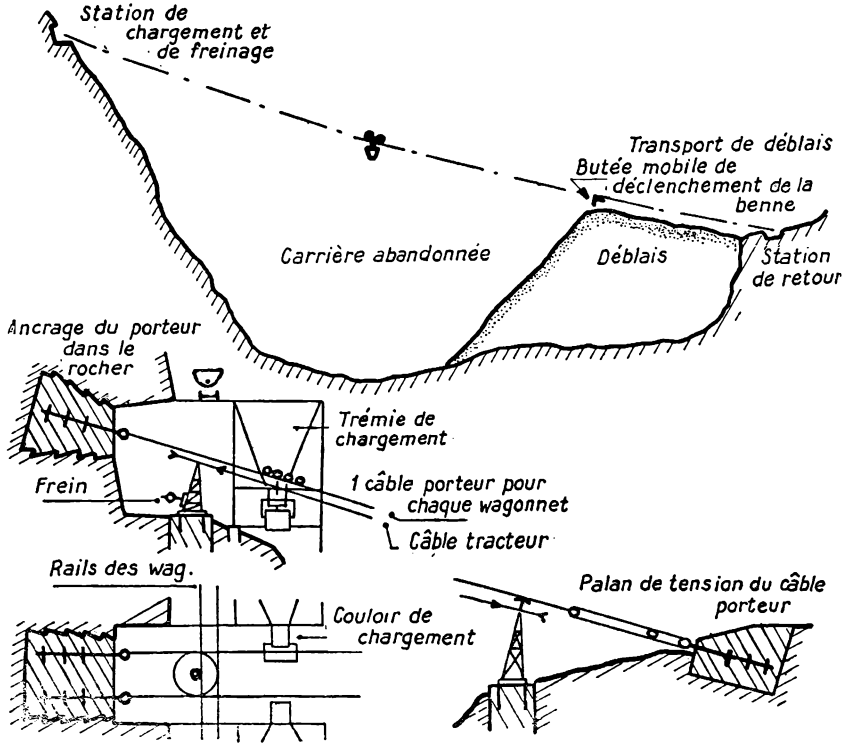


Fig 9.14. — Transporteur aérien, bicâble à va-et-vient.

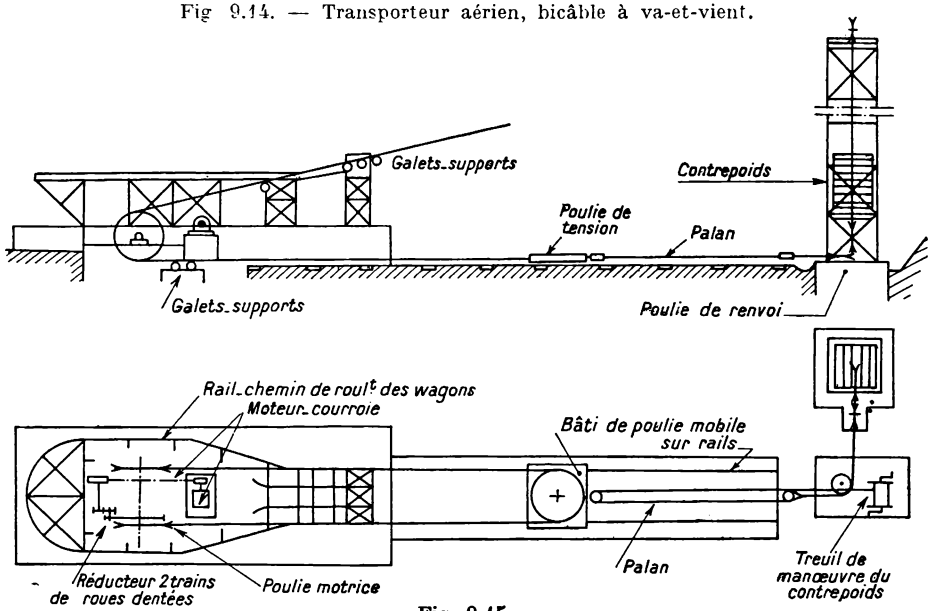


Fig. 9.15

9.3. Bicâble à va-et-vient (fig. 9.14).

L'installation est motrice; le wagonnet roule sur le câble porteur, il est retenu par le câble tracteur. Un frein est donc nécessaire pour régulariser la marche du wagonnet.

Les câbles porteurs sont très simplement ancrés dans le rocher.

9.4. Monocâble à mouvement continu (fig. 9.15).

La station motrice et de tension est seule représentée. La tension du câble unique, à la fois porteur et tracteur, est automatique, réalisée par contrepoids mobile manœuvré par treuil et palan.

9.5. Chariot pour bicâble.

Schéma de fonctionnement (fig. 9.16).

Pour assurer le chargement ou le déchargement des wagonnets aux stations, les constructeurs ont prévu l'*accrochage et le décrochage automatiques* des wagonnets au câble tracteur.

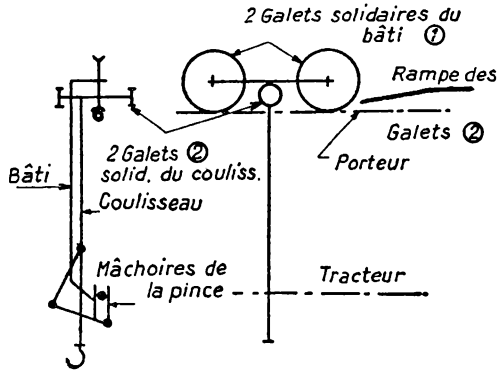


Fig. 9.16

Ces derniers peuvent alors rouler librement sur un rail, là où le chargement est assuré.

Le chariot est composé du bâti et d'un coulisseau ; le mouvement relatif bâti-coulisseau assure le serrage ou le desserrage de mâchoires destinées à pincer le câble tracteur.

Le wagonnet est accroché au coulisseau. En marche normale sur le câble porteur, le câble tracteur est serré dans les mâchoires de la pince; mais lorsque le chariot aborde le rail de la station, le coulisseau soulevé par une rampe fixe assure le desserrage de la pince et libère ainsi le câble tracteur.

La figure 9.17 représente l'ensemble et quelques détails d'un chariot pour bicâble continu : chariot pour masse transportée de 500 kg en construction soudée. L'acier moulé A48M est aussi couramment employé.

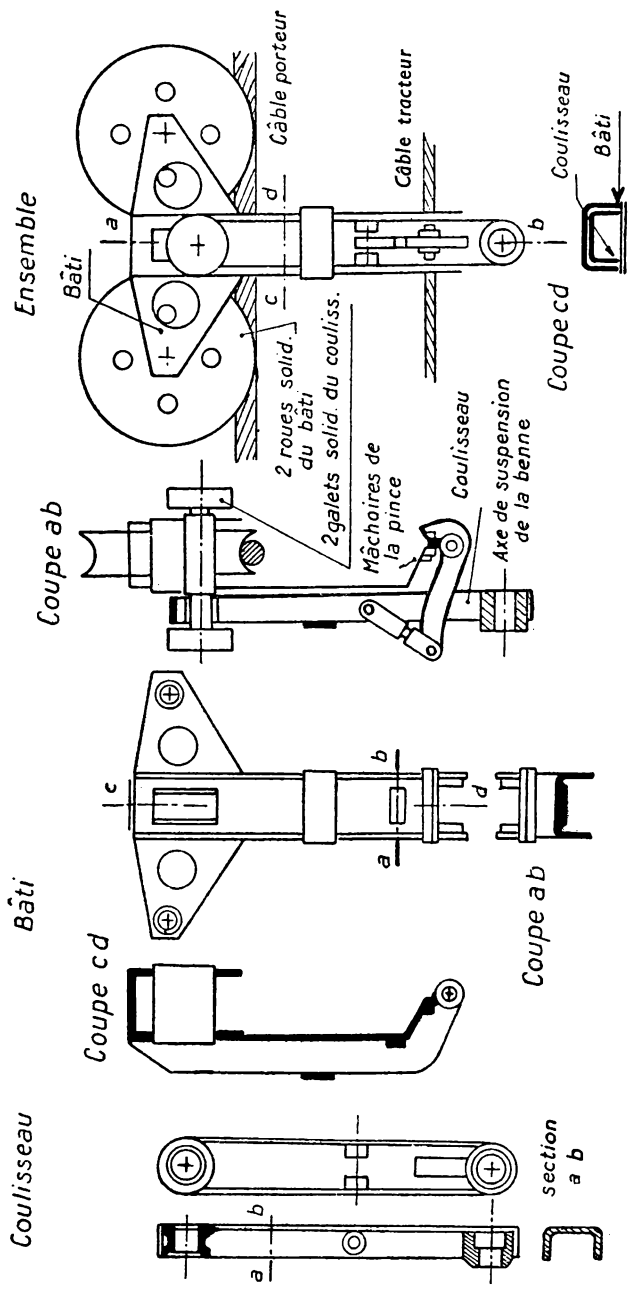


Fig. 9.17. — Chariot pour bicâble, 500 kg. Construction soudée.

9.6. Traînage sur voie ferrée.

Un wagonnet ou un train de wagonnets est tiré sur voie ferrée par l'intermédiaire d'une chaîne ou d'un câble. Comme dans les transporteurs aériens, on imagine facilement une installation :

A mouvement de navette. — Une voie : aller, wagonnet plein; retour, wagonnet vide.

A va-et-vient. — Deux voies : l'une à wagonnet chargé ; l'autre à wagonnet vide.

A mouvement continu (fig. 9.18). — Dans ce cas, prévoir un accrochage et un décrochage des wagonnets, automatique ou non.

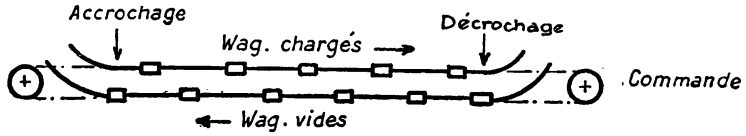


Fig. 9.18

Une installation peut être motrice; un frein est nécessaire. Sinon, un treuil commande la poulie à câble ou la poulie à chaîne à empreintes. Un dispositif de tension de la chaîne ou du câble est à prévoir : tendeur à vis dans le cas de petites installations (fig. 9.19).

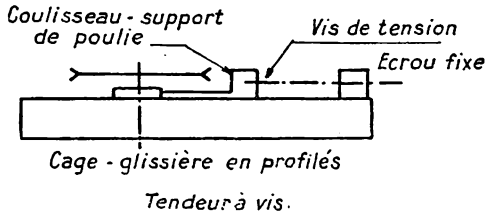


Fig. 9.19

Couplage des wagonnets au brin moteur. — Ce problème ne se pose que dans le cas d'une installation à mouvement continu.

La liaison à assurer peut se faire, soit au-dessus, soit au-dessous de wagonnets.

Chaîne en dessus (fig. 9.20). — Accrochage et décrochage sont automatiques : une poulie de guidage est, en effet, placée de telle sorte qu'elle provoque le relevage de la chaîne au point de décrochage.

Chaîne en dessous. — Chaîne à taquets d'entraînement (fig. 9.21).

Chaîne maintenue par levier (fig. 9.22).

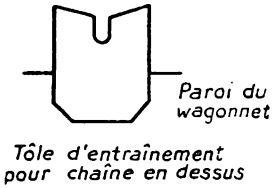


Fig. 9.20

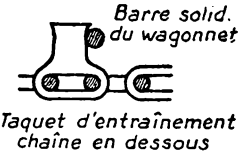


Fig. 9.21

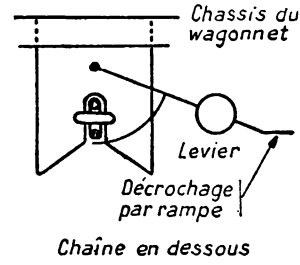


Fig. 9.22

Cas d'un câble (fig. 9.23).

Guidage du brin moteur. — Rouleaux ou supports fixés au sol, empêchant la chaîne ou le câble de glisser sur le sol (fig. 9.24).

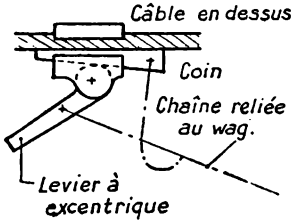


Fig. 9.23

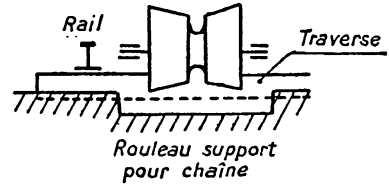


Fig. 9.24

Le guidage est assuré dans les courbes par une série de poulies à axe vertical.

Dans la commande en dessus, le brin moteur peut très simplement reposer sur les wagonnets et, si la distance entre deux wagonnets n'est pas trop grande, il ne risque pas de glisser sur le sol.

CHAPITRE 10

ÉLÉVATEURS — TRANSPORTEURS

10.1. Elévateurs à godets.

Des godets, destinés à recevoir la matière à transporter, sont fixés sur *une ou deux chaînes sans fin*, parfois une *courroie*, animées d'un mouvement continu (fig. 10.1).

La trajectoire de la matière, nécessairement dans un plan vertical, est soit une verticale, soit une droite inclinée sur la verticale; elle peut d'ailleurs comprendre une partie courbe suivant les nécessités de l'installation. Remarquons que l'inclinaison donnée à cette trajectoire influe sur le remplissage des godets, dont sur le débit du transporteur.

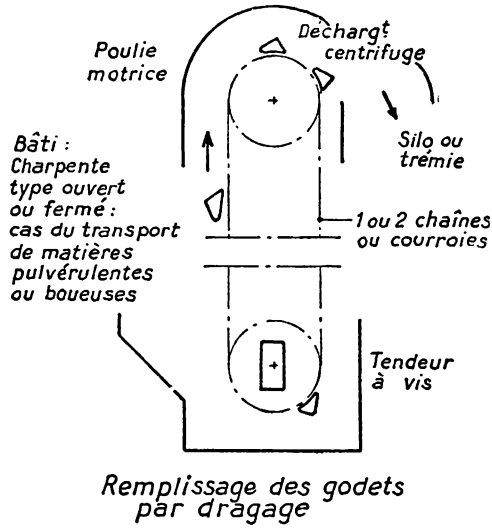


Fig. 10.1. — Elévateur à godets.

Chargement. — A la base de l'appareil, par dragage de la matière. Dans le cas où les godets sont placés en file jointive — godets continus — sur l'organe de traction, le chargement peut se faire par écoulement continu de la matière dans ces godets.

Déchargement. — A la partie supérieure de l'appareil.

a) *Par force centrifuge.* — Celle-ci dépend de la vitesse angulaire de la poulie, de son rayon et de la masse contenue dans le godet, d'où possibilité de choisir la vitesse de translation du brin suivant la matière à manutentionner.

b) *Par gravité* (fig. 10.2). — Cas d'appareils à gros débit ; transport de matières très légères ou collantes, ou encore abrasives, pour éviter l'usure trop rapide d'organes à vitesse élevée.

Cette vitesse est aussi faible qu'on le veut, mais une poulie de renvoi est nécessaire.

La commande se fait sur la poulie de tête, alors que la tension se fait sur la poulie inférieure.

Dans le cas d'une installation verticale, un guidage de l'organe mobile n'est pas absolument nécessaire, sauf en cas de vitesse élevée et pour une hauteur d'appareil supérieure à 10 m, et cela pour éviter le battement des brins montant ou descendant.

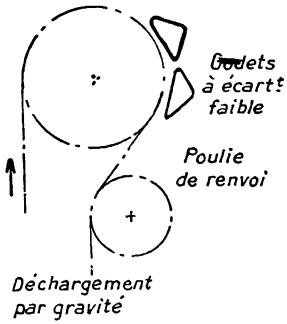


Fig. 10.2

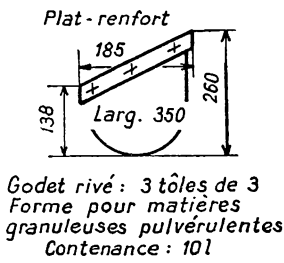


Fig. 10.3

Emploi. — La hauteur d'élévation peut atteindre 50 m et des débits massiques sont assurés jusqu'à 200 000 kg/h.

Cet élévateur convient pour les matières en morceaux, grains, matières pulvérulentes, humides, boueuses : pierres concassées, grains, cendres, charbons, ciments, sables, pulpes.

Construction. — *Godets.* — En tôle emboutie.

En tôles rivées ou soudées (fig. 10.3).

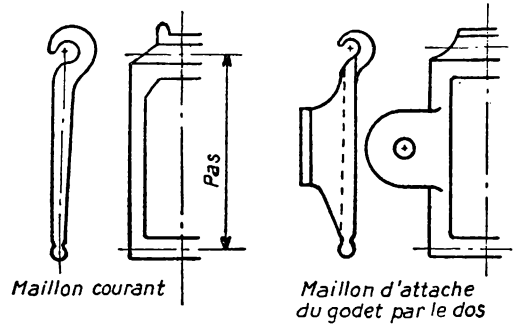
En fonte malléable MN38-18 pour matière abrasives ou corrosives, ou même en acier au Mn résistant à l'usure Z100M12.

La forme dépend de la matière à transporter.

Chaînes. — *Attaches des godets.* — Voir tome IV, paragraphe 45.

Chaîne à maillons détachables.

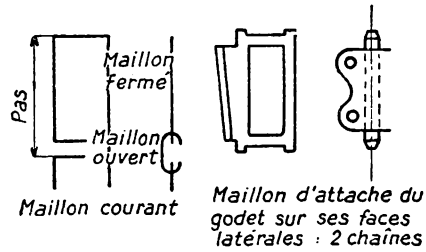
En fonte malléable MN35-10, lorsque l'effort de traction ne dépasse pas 10 000 N (fig. 10.4). En acier forgé, C35 ou C45.



Chaîne Simplex - fonte malléable

Fig. 10.4

En acier 38C4 et parfois en acier Z100M12, suivant l'effort de traction — 10 000 N et plus — et suivant la nature plus ou moins abrasive du produit (fig. 10.5).



Chaîne Simplex - Acier forgé

Fig. 10.5

Les godets sont fixés à des maillons d'attache spéciaux, soit par le dos, soit sur les faces latérales : deux chaînes sont alors nécessaires.

Une chaîne, du type Galle mais à axes protégés, peut très bien être employée, mais une patte d'attache — cornières ou plat — doit être rapportée sur la maille de la chaîne, permettant la fixation du godet (fig. 10.6).

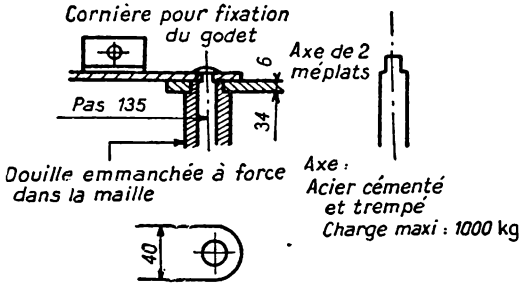


Fig. 10.6

Guidage des chaînes. — Par traverse de glissement (fig. 10.7).
Par des galets fixés à des maillons spéciaux des chaînes.

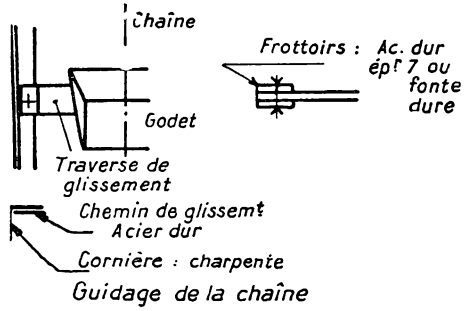


Fig. 10.7

EXEMPLE : Galet sur chaîne du type Galle (fig. 10.8).

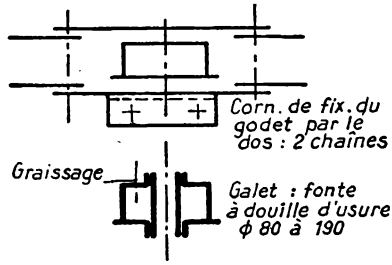


Fig. 10.8

Tension de la chaîne. — Tendeur à vis dans les petites installations.
Tendeur automatique (fig. 10.9).

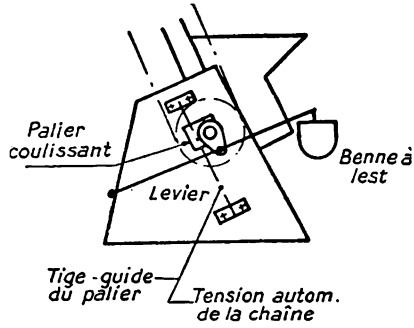


Fig. 10.9

10.2. Convoyeurs.

Ici encore, des godets sont fixés à deux chaînes mais ils peuvent osciller autour de l'axe de suspension; cette disposition permet, dans un même plan vertical, un trajet horizontal (fig. 10.10 et 11).

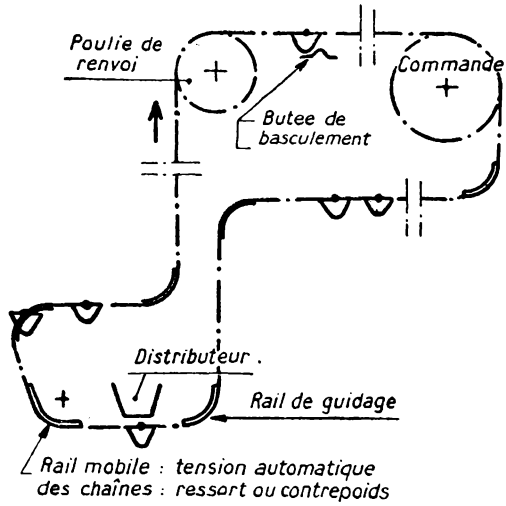


Fig. 10.10. — Convoyeur.

Le déversement de la matière est réalisé très simplement par une came fixée sur la paroi latérale du godet; une butée assure alors son basculement, butée qui peut d'ailleurs être fixe ou mobile, permettant ainsi le basculement en un point quelconque.

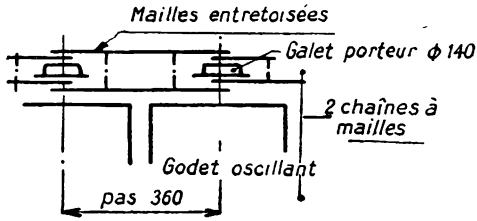


Fig. 10.11

Notons qu'un distributeur est à prévoir, qui assure le remplissage des godets sans perte de matière entre deux godets, lorsque ceux-ci ne sont pas à recouvrement.

Convoyeur Téléflex (fig. 10.12). — Les charges dont les formes peuvent être très diverses, sont portées par des balancelles reliées à une chaîne dont les éléments sont articulés entre eux par un joint de Cardan. Cette chaîne se déplace à l'intérieur d'une voie qui comporte quatre rails de roulement;

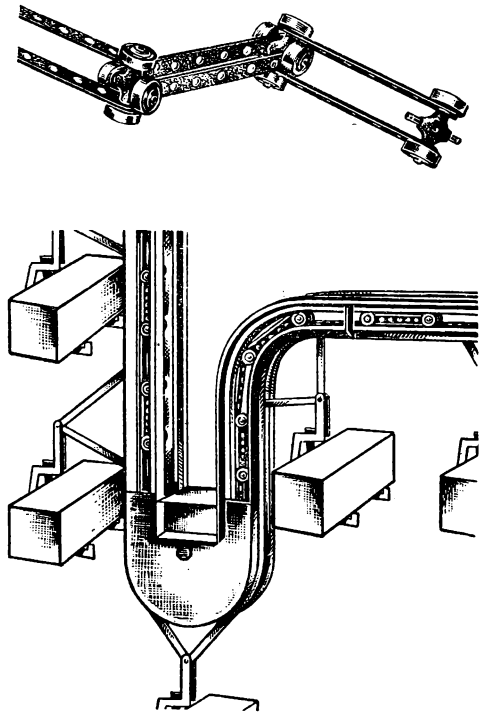


Fig. 10.12

elle n'est plus assujettie à rester dans un même plan, ce qui donne une grande souplesse à son tracé et rend accessibles à un même convoyeur tous les points d'un atelier.

Caractéristiques essentielles : vitesse maximale, 18 m/mn : masse de la charge par élément de chaîne, 40 kg; pente sur l'horizontale jusqu'à 90°.

10.3. Elévateurs pour objets divers.

Elévateurs à balancelles (fig. 10.13). — Des plateaux ou balancelles sont fixés à deux chaînes parallèles. La forme de la balancelle dépend de la forme des objets à transporter : caisses, sacs, fûts.

Notons ici la balancelle à peigne qui dépose sa charge sur un plan incliné de déchargement (fig. 10.14).

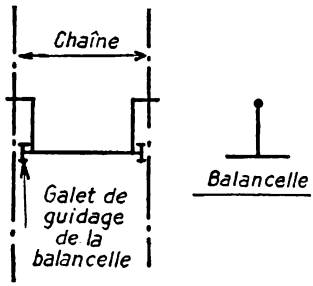


Fig. 10.13. — Elévateur à balancelles.

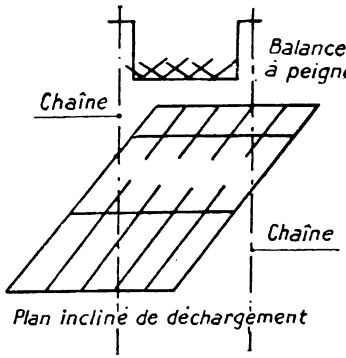


Fig. 10.14

10.4. Transporteurs à courroie.

Ce sont des appareils de manutention très répandus. Ils permettent le transport horizontal ou à faible pente des matières les plus diverses, surtout des produits divisés, charbon par exemple, sur une distance de plusieurs centaines de mètres, en assurant des débits massiques importants : 100 000 kg/h.

Disposition d'ensemble (fig. 10.15). — Une courroie sans fin, supportée par des rouleaux à axes horizontaux et des rouleaux latéraux à axes obliques, prend la forme d'une auge destinée à recevoir la matière.

L'une des stations d'extrémités comprend un tambour d'enroulement moteur, l'autre un tambour de tension de la courroie.

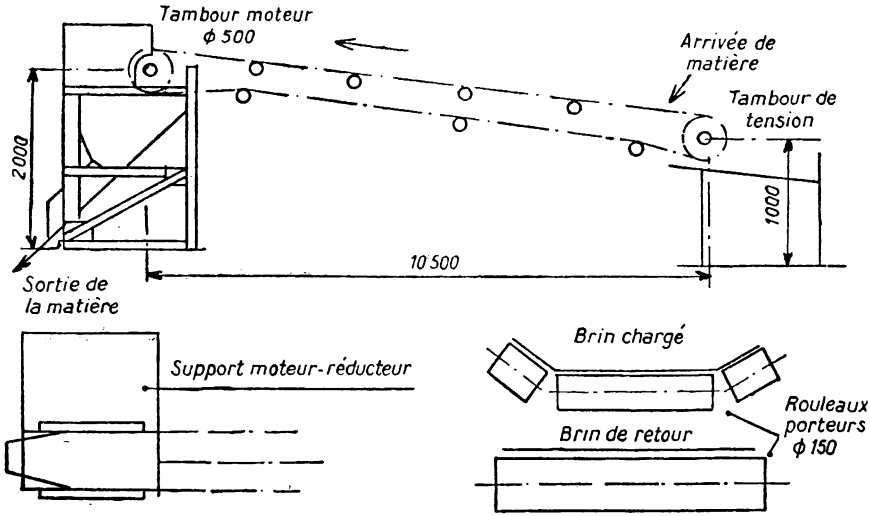


Fig. 10.15. — Transporteur à courroie.

Construction. — Le choix d'une courroie dépend de la matière à transporter, de sa température le cas échéant, de l'importance du débit à assurer : matière abrasive ou non, à arêtes coupantes, minerais, coke par exemple.

Une *courroie de transporteur* doit être assez flexible pour s'enrouler sans contrainte excessive sur les tambours d'enroulement et pour prendre facilement la forme d'auge. Elle doit être suffisamment résistante pour supporter la tension de fonctionnement. La résistance à l'usure due aux matières abrasives transportées doit également être envisagée.

Ce sont en général des courroies en tissu de coton, en couches ou plis, imprégnées et enrobés de caoutchouc.

Largeur de 250 à 1 200 avec de trois à sept plis — épaisseur de 3,5 à 5,5 mm. — Le diamètre du tambour d'enroulement dépend de l'épaisseur de la courroie (contrainte d'incurvation, décollement des plis) :

$$D = 125 \times n \text{ mm} ; \qquad n = \text{nombre de plis.}$$

Des rubans métalliques en acier, $R_r = 1\,400$ N/mm², d'épaisseur 0,75 à 1 mm, sont utilisés pour le transport de pièces métalliques, de matières chaudes. Les tambours, plus volumineux que dans le cas de la courroie en textile, ont un diamètre de 1 000 à 1 200 mm, suivant l'épaisseur du ruban.

Tambour d'enroulement. — En fonte Ft20 ou le plus souvent en tôle :

Deux moyeux en fonte en deux pièces serrés sur l'arbre, bras constitués par des ronds d'acier, jante en tôle, avec bombé; diamètre jusqu'à 1 500.

La figure 10.16 représente un tambour en acier moulé A48M et tôle pour appareils importants.

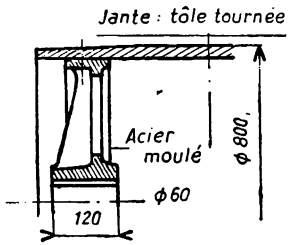


Fig. 10.16

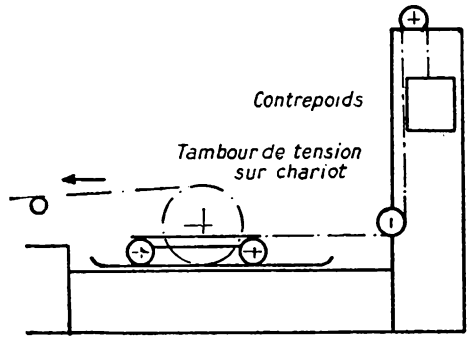


Fig. 10.17

Le déplacement du tambour de tension est assuré par un tendeur à vis dans les appareils petits ou moyens, par tendeur automatique dans les appareils puissants (fig. 10.17).

Supports de courroie (fig. 10.18 et 19). — Les rouleaux supérieurs donnent à la courroie une forme d'auge, alors que les rouleaux inférieurs ne servent que de support au brin de retour.

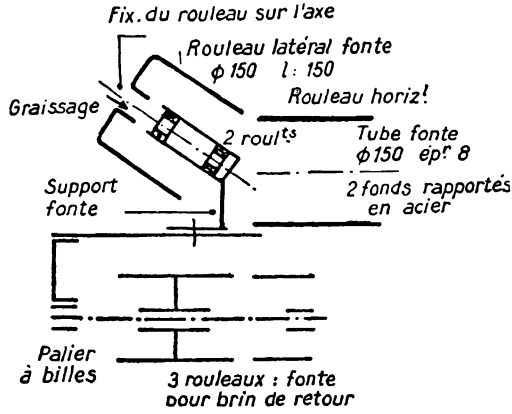


Fig. 10.18

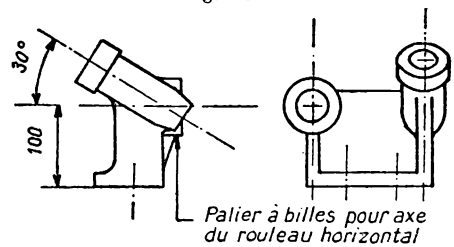


Fig. 10.19. — Support fonte.

Rouleaux horizontaux. — Tubes en fonte Ft20 ou en acier avec deux fonds en fonte ou en acier fixés sur un axe tournant.

Rouleaux latéraux. — Tôle emboutie ou fonte, tournant sur un axe fixe.

Chariot-verseur (fig. 10.20). — Il permet l'évacuation de la matière en un point quelconque de l'installation, d'un seul côté ou des deux côtés de la bande transporteuse.

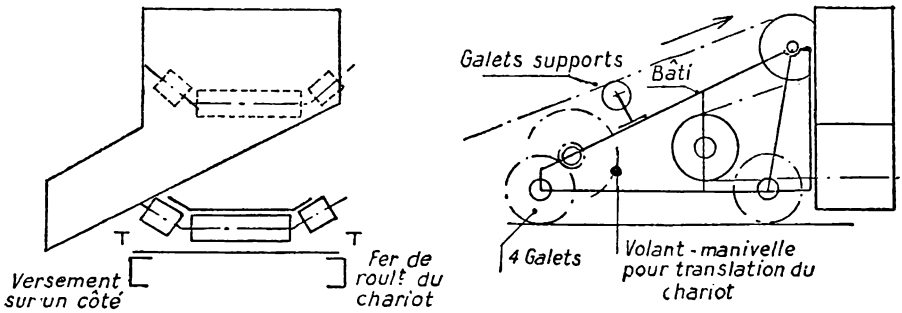


Fig. 10.20. — Chariot-verseur.

Sauterelles (fig. 10.21). — Un transporteur à courroie monté sur roues, donc mobile, permet le chargement facile de camions automobiles, de wagons.

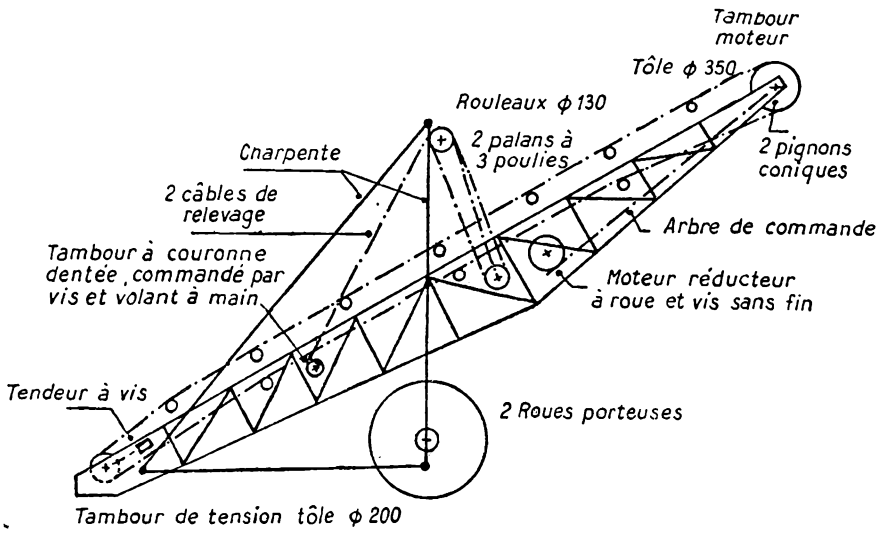


Fig. 10.21. — Transporteur mobile à inclinaison variable.

10.5. Transporteurs à plateaux.

Des plateaux ou palettes en bois ou en tôle sont fixés sur deux chaînes à galets-supports et constituent, comme dans les transporteurs à courroie, un tapis roulant ou tablier de largeur courante jusqu'à 800 mm.

Le transport de la matière est ici encore horizontal ou à faible pente.

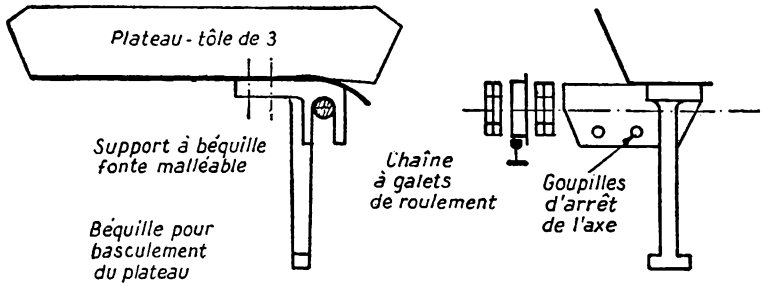


Fig. 10.22. — Plateau basculant.

Ces appareils sont plus spécialement destinés au transport d'objets divers, caisses, sacs, mais ils peuvent également être utilisés pour le transport de matières divisées, charbon, coke; les plateaux sont alors à parois latérales et se recouvrent partiellement (fig. 10.22).

10.6. Entraîneurs.

Sur une ou deux chaînes sont fixés des racloirs, en fonte ou en tôle. Ces racloirs se déplacent dans un couloir en poussant devant eux la matière à transporter (fig. 10.23 et 24).

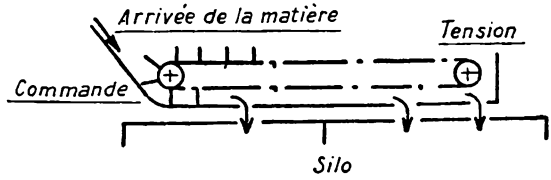


Fig. 10.23

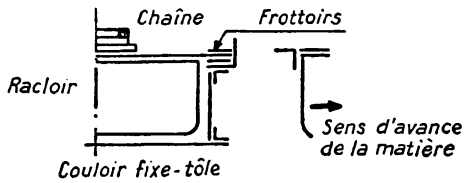


Fig. 10.24

Ces appareils sont utilisés pour toutes matières divisées.

L'entraîneur représenté figure 10.25 diffère du précédent par son mode de travail. Une chaîne à barreaux, sorte d'échelle articulée, se déplace au fond d'un couloir; ici, la matière, portée en grande partie par cette chaîne, progresse avec elle.

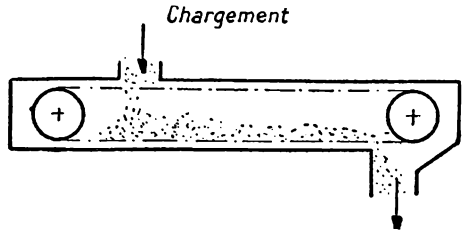


Fig. 10.25. — Entraîneur à chaîne.

Le même principe est appliqué dans le transporteur Redler ; celui-ci est capable de transporter des produits divisés (charbons, grains) et même

pulvérulents (ciment) sur des trajets aussi bien horizontaux que verticaux. Seule la forme de la chaîne varie ; ainsi la figure 10.26 représente :

En haut, une chaîne pour transports horizontaux;

Au milieu et en bas, des chaînes pour transports verticaux et inclinés, la dernière pour matériaux coulant facilement.

Une chaîne horizontale de largeur 275 mm se déplaçant à la vitesse de 0,4 m/s assure un débit de 130 m^3/h de matériaux tels que blé ou charbon.

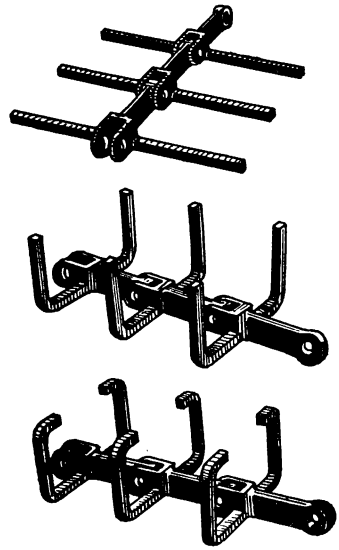


Fig. 10.26. — Chaînes pour transporteur *Redler* : en haut, pour transports horizontaux ; — au milieu, pour transports verticaux et inclinés; — en bas, pour transports verticaux et inclinés et matériaux coulant très facilement.

10.7. Vis transporteuse ou vis d'Archimède.

La matière est poussée par les spires d'une vis tournant dans une auge à fond cylindrique (fig. 10.27). Ces appareils conviennent pour les matières humides ou collantes, les grains. Le rendement est assez faible en raison des

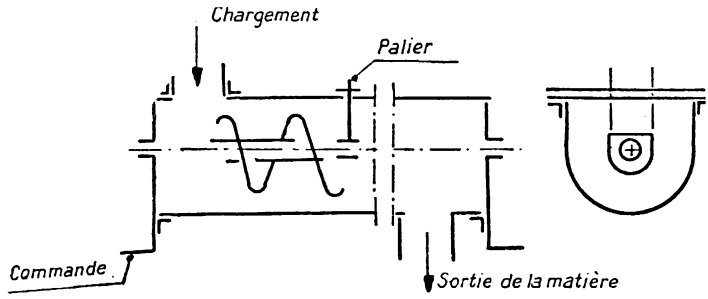


Fig. 10.27

frottements de la matière contre l'auge et contre les spires; par contre, la simplicité d'un tel transporteur est à son avantage.

Le transporteur est souvent horizontal, mais il peut fonctionner avec une inclinaison jusqu'à 30°; longueur pouvant atteindre 30 m et plus. Vitesse de rotation : 30 à 80 tr/mn, vitesse courante 60 tr/mn.

Construction. — On construit actuellement des éléments de vis en tôle, éléments de quelques mètres de longueur.

Diamètre courant : 300 mm.

Pas des spires : 0,5 à 1 fois le diamètre de l'hélice.

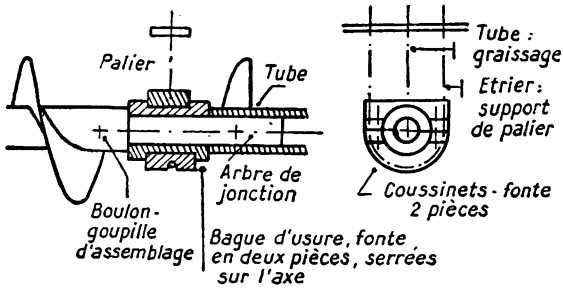


Fig. 10.28

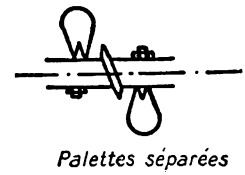


Fig. 10.29

Ces éléments sont alors soudés sur un tube central d'entraînement. Des paliers intermédiaires sont nécessaires (fig. 10.28); l'accouplement des divers tronçons comprend alors un axe supporté par le palier et fixé par clavetage transversal aux deux tubes à assembler.

Dans certains cas les spires ne sont pas complètes (fig. 10.29) ; il y a à la fois mélange, malaxage et avancement de la matière.

10.8. Transporteurs à rouleaux.

Des rouleaux à axes horizontaux, aussi légers que possible (en tôle), montés sur roulements à billes, constituent un tapis de 200 à 800 mm de largeur (fig. 10.30 et 31).

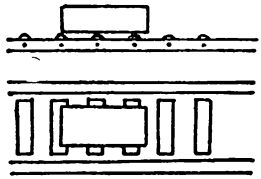


Fig. 10.30

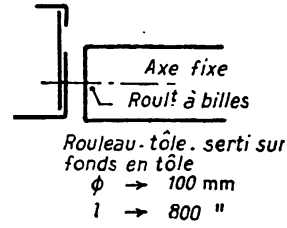


Fig. 10.31

Une charge, caisse par exemple, se déplace sur ce tapis par simple poussée, ou par gravité si l'installation a une pente suffisante. Un tel chemin de roulement peut présenter des courbes; on utilise alors des rouleaux coniques.

La distance d'axes entre rouleaux dépend de la longueur et de la forme de la surface d'appui de l'objet à transporter.

Notons que les rouleaux ou au moins quelques-uns d'entre eux peuvent être commandés, par chaîne du type Galle par exemple, assurant ainsi le transport automatique de la charge.

10.9. Transporteurs à secousses ou à inertie (fig. 10.32).

Une auge en tôle reçoit la matière, charbon par exemple. Un mouvement de va-et-vient est communiqué à cette auge; mouvement lent dans le sens d'avancée de la matière, puis recul rapide. La matière suit l'auge dans son déplacement lent, mais reste sur place, en raison de son inertie, pendant le recul rapide de l'auge.

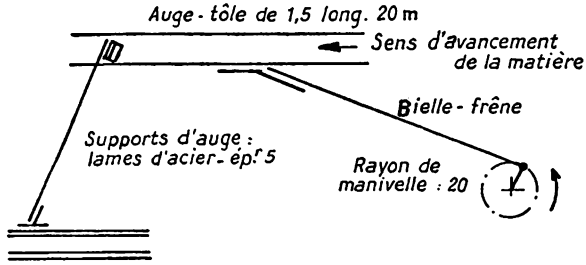


Fig. 10.32. — Transporteur à secousses.

Principe de fonctionnement (fig. 10.33). — On utilise un système bielle-manivelle, mais l'axe de la manivelle est au-dessous de l'axe du pied de bielle.

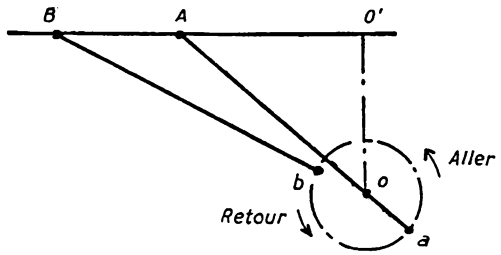


Fig. 10.33

Les points morts A et B sont tels que la bielle ou son prolongement passe par le centre O de la manivelle; la course aller correspond donc à l'arc $a\,b$, alors que la course retour correspond à l'arc $b\,a$, plus petit. Le retour est d'ailleurs d'autant plus rapide que la distance OO′ est plus grande et que la bielle est plus courte. La figure 10.34 donne une autre disposition qui permet le dessin d'une bielle très courte.

Construction. — Dans l'appareil représenté figure 10.32, les supports d'auge sont simplement constitués par des lames d'acier C55. Dans d'autres cas, des galets supportent et guident l'auge dans son mouvement.

Remarquons que le couple résistant suivant l'axe du vilebrequin n'est pas constant; prévoir un volant calé sur cet axe.

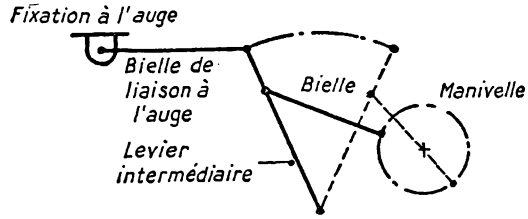


Fig. 10-34

10.10. Distributeurs.

Placés sous une trémie, ils assurent une alimentation régulière d'appareils : élévateurs, broyeurs, malaxeurs.

Les schémas figures 10.35, 36 et 37 indiquent le fonctionnement de tels appareils.

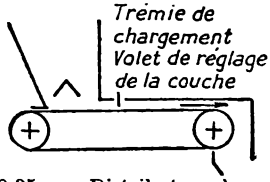


Fig. 10.35. — Distributeur à courroie.

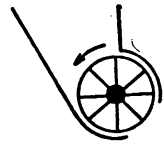


Fig. 10.36. — Distributeur à alvéole.

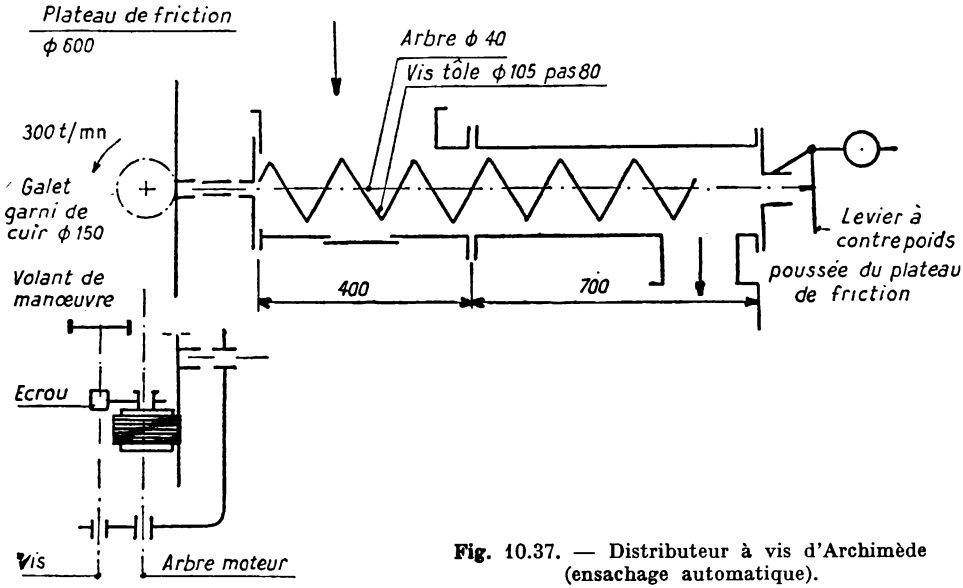


Fig. 10.37. — Distributeur à vis d'Archimède (ensachage automatique).

Dans les distributeurs à sole tournante, la matière s'écoule naturellement sur la sole où elle est rejetée régulièrement vers l'extérieur par un ou plusieurs couteaux racleurs réglables (fig. 10.38.).

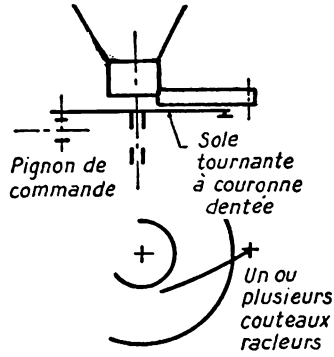


Fig. 10.38. — Distributeur à sole tournante.

10.11. Appareils de manutention pneumatique.

Caractéristiques générales : transport de produits végétaux non humides et non collants tels que grains, fourrages, fibres textiles, copeaux et de produits minéraux : charbon pulvérisé.

EXEMPLES : installation de manutention de grains dans les ports, dans les meuneries, alimentation en charbon pulvérisé des foyers de générateurs de vapeur. Longueur du parcours jusqu'à 300 m. Débit massique jusqu'à 300 000 kg/h.

Avantages : souplesse, encombrement réduit, manutention sans dégagement de poussière et sans souillure du produit.

Inconvénient : la dépense d'énergie est supérieure à celle d'une installation mécanique, 5 à 10 fois plus pour un même débit massique et une même hauteur d'élévation. Le débit d'air et la différence de pression nécessaires varient suivant la nature du produit et sa concentration par rapport à l'air débité; à une concentration élevée correspond un débit d'air faible, 0,05 à 0,2 m^3/kg de produit, et une différence de pression élevée, 6 à 8 N/cm^2.

10.11.1 Les différents types d'installations de manutention pneumatique.

1° *Installation par aspiration* (fig. 10.39). — La suceuse, dont le débit massique peut atteindre 100 000 kg/h, assure le dosage convenable du produit et de l'air : entrée réglable d'air additionnel (fig. 10.40).

Un ensemble séparateur-filtre réalise la séparation de l'air et du produit et retient les poussières toujours abrasives, causes d'usure de la pompe à vide;

un extracteur, le plus souvent du type à alvéoles (fig. 10.36), fait partie de cet ensemble. A l'extrémité du circuit la pompe à vide volumétrique (Roots par exemple) crée la différence de pression nécessaire.

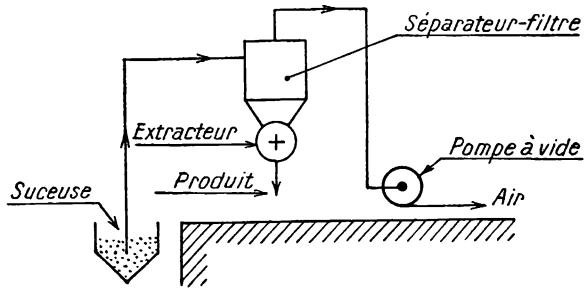


Fig. 10.39

Cette solution convient dans le cas où il y a plusieurs postes d'aspiration et un seul poste de déversement.

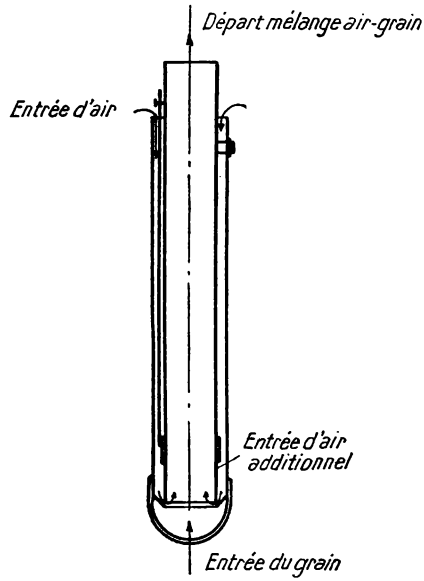


Fig. 10.40. — Suceuse (S.O.C.A.M.A.)
La variation du débit est obtenue par réglage de l'air additionnel.

2° *Installation par refoulement* (fig. 10.41). — Le produit est introduit dans le circuit en un seul point ; par contre plusieurs points de distribution

peuvent être prévus. La séparation de l'air et du produit se fait naturellement à l'extrémité du circuit; mais il est possible d'ajouter un ensemble séparateur-filtre-extracteur. C'est le cas de la figure 10.42; on peut remarquer que l'air y circule alors en circuit fermé.

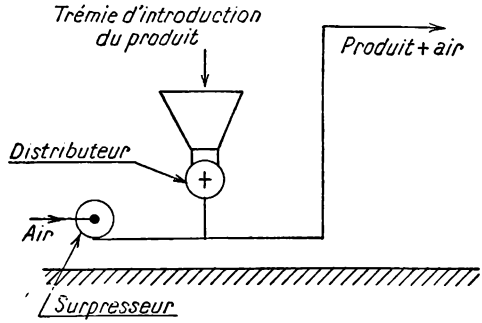


Fig. 10.41

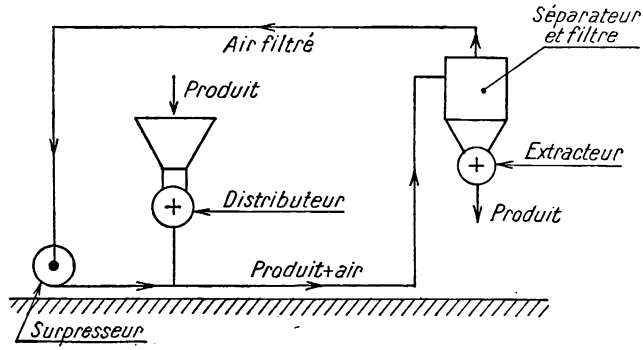


Fig. 10.42

3° *Installation par aspiration et refoulement combinés* (fig. 10.43). — Deux pompes sont prévues, l'une assure la dépression nécessaire dans le circuit d'aspiration, l'autre la surpression capable d'évacuer le produit vers le point

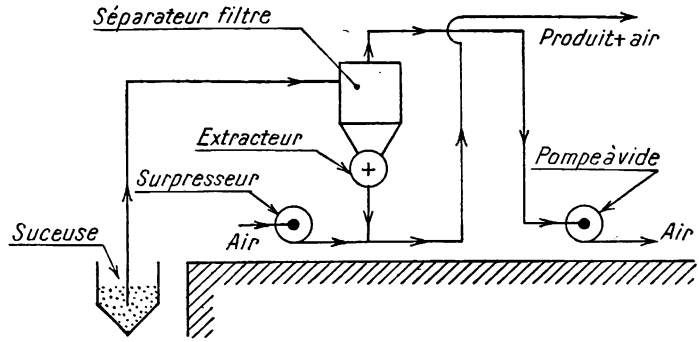


Fig. 10.43

de distribution. Toutefois, lorsque la puissance mise en jeu n'est pas importante, il est possible de concevoir une installation de ce type à une seule pompe. C'est le cas de la figure 10.44, schéma d'un appareil mobile utilisé dans les exploitations agricoles et les meuneries pour la manutention du grain : débit massique 5 000 kg/h; puissance absorbée 7 kW.

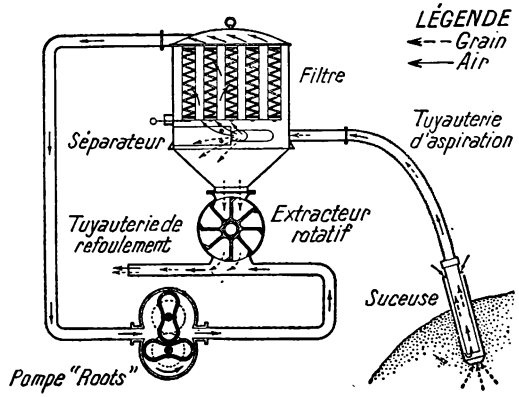


Fig. 10.44. — Transporteur pneumatique mobile. Schéma (S.O.C.A.M.A.).

10.12. Appareils de manutention au sol.

L'emploi systématique des plates-formes et des palettes (fig. 10.45) en bois, bois et profilés, tôles et profilés, permet l'utilisation de chariots les plus divers.

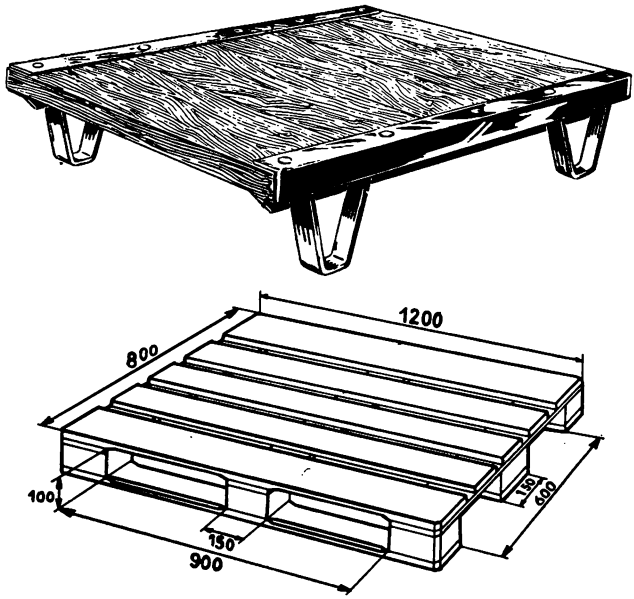


Fig. 10.45

Dans tous les cas, palette et charge restent associées pendant le transport et au repos près de la machine-outil ou dans le magasin de stockage. La palette, élément intermédiaire entre chariot et charge, permet de résoudre très facilement le problème de la mise en place de la charge sur le chariot et son déchargement.

Le chariot comprend nécessairement une plate-forme ou une fourche que le conducteur engage sous la palette; un dispositif mécanique ou hydraulique élève la plate-forme ou la fourche du chariot de quelques centimètres, rendant ainsi palette et charge solidaires du chariot.

10.12.1. Problèmes généraux.

Roues pour chariots. — Les roues sont d'une façon générale garnis de bandages en caoutchouc ou de pneumatiques. Les galets de faible diamètre (80 mm) peuvent être également garnis de bandages en caoutchouc.

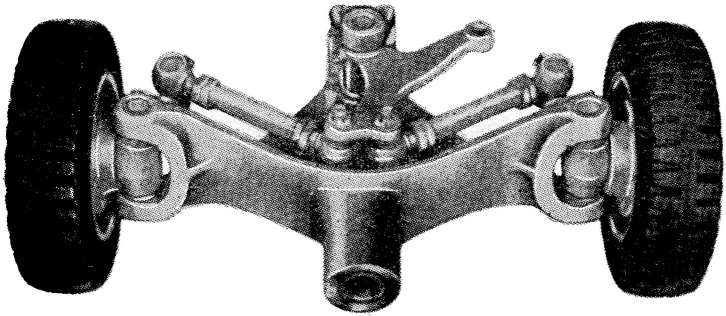


Fig. 10.46

Il importe que le chariot puisse exécuter des virages de faible rayon. Les solutions diffèrent par le nombre et la disposition des roues en fonction de l'importance de la charge :

— trois roues dont une pivotante;
— quatre roues dont deux à déplacement latéral (faibles charges);
— quatre roues avec l'un des essieux sur pivot;
— quatre roues avec un essieu à roues montées sur fusées (fortes charges) (fig. 10.46).

Chemin de roulement. — Le chariot de manutention s'accommode mal d'un sol inégal; une pente de 6 % de la piste de roulement est considérée comme un maximum.

Une piste constituée par une fondation en béton (15 cm), par une couche intermédiaire élastique (8 cm) d'un amalgame de pierres et de bitume, par une couche de roulement (5 cm) en mortier bitumineux, donne de bons résultats.

Force motrice. — Manœuvre mécanique de levée, de descente, et traction à bras lorsqu'il s'agit de petits appareils et de faibles parcours. Remarquer que le mouvement de levée et de descente, de faible amplitude, peut très bien être assuré par vérin hydraulique.

Energie électrique fournie par batterie de 12, 24 ou 36 volts, dont la capacité varie de 200 à 700 Ah ; l'énergie utile disponible est de l'ordre de 6 à 20 kWh, suffisante pour une durée de travail de 8 h.

Energie mécanique fournie par un moteur thermique, moteur Diesel ou à essence.

Le chariot à traction électrique, robuste, de conduite facile, est très utilisé ; il s'impose dans les locaux mal ventilés, dans certaines industries (produits alimentaires, textiles) et d'une façon générale là où séjournent beaucoup de personnes. Vitesse maximale du chariot : 3 à 6 km/h en charge.

Fig. 10.47

Le chariot à moteur thermique est plus souple et plus rapide que le précédent, par contre, il est plus complexe, plus délicat, s'use plus vite. On peut noter que le moteur n'est jamais utilisé à un régime maximal ; à vitesse de rotation modérée, la combustion est complète sans production d'oxyde de carbone et dans un atelier normalement ventilé le fonctionnement du moteur ne présente pas de danger.

10.12.2. Chariots élévateurs à faible levée.

Chariot à levée et descente mécaniques (fig. 10.47) représenté avec la plateforme en place sur le chariot. Masse transportée inférieure ou égale à 500 kg.

Fig. 10.48. — Chariot élévateur à bras : 2 000 kg.

Fig. 10.49. — Chariot automoteur électrique 1 200 à 2 800 kg.

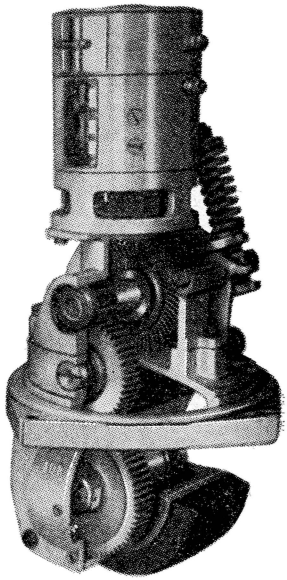


Fig. 10.50

Chariot à fourche (fig. 10.48) à levée hydraulique.

Sécurités : descente de la charge freinée hydrauliquement;
soupape de sûreté limitant la surcharge;
clapet de non retour empêchant tout mouvement brutal du timon de manœuvre sous l'action de la charge.

Le chariot automoteur électrique est justifié lorsque le tonnage transporté est important (fig. 10.49). Il est à conducteur porté lorsque la distance à parcourir dépasse 50 m.

Sécurité : courant coupé automatiquement et frein serré lorsque le conducteur quitte son poste de conduite.

La commande de la seule roue motrice directrice est représentée (fig. 10.50.).

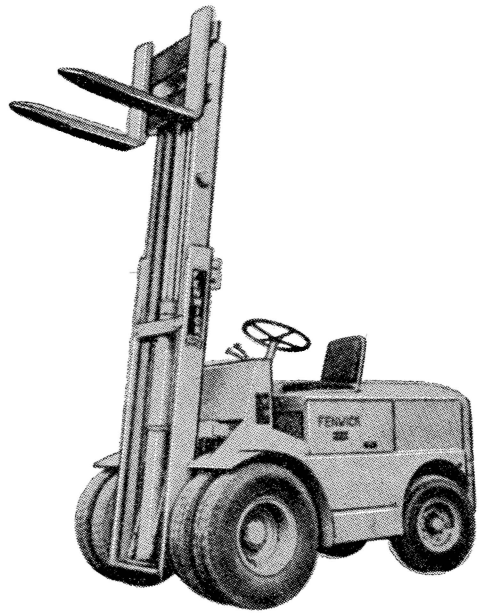


Fig. 10.51. — Chariot élévateur à fourche à moteur Diesel.
4 000 kg à 0,7 m - levée 3 m.

10.12.3. Chariots élévateurs à forte levée.

Nous étudions ici les chariots qui permettent le gerbage des charges. Le chariot représenté (fig. 10.51.) est équipé d'un moteur Diesel, mais les constructeurs livrent également des appareils plus modestes à commande entièrement manuelle. La levée de la charge à partir du sol est nécessairement élevée, de l'ordre de 3 m pour les appareils courants.

Stabilité du chariot. — La légende de la figure 10.51 donne la caractéristique suivante : 4 000 kg à 0,7 m. La distance entre le centre de gravité de la charge et le talon de la fourche sur laquelle repose cette charge ne doit pas dépasser 0,7 m. Une irrégularité de la piste de roulement pourrait en effet provoquer le basculement vers l'avant de l'ensemble du chariot trop et mal chargé.

La figure 10.52 donne sous forme de graphique la capacité de charge d'un appareil en fonction de la distance centre de gravité de la charge-talon de la fourche.

Mouvements à réaliser. — Ne considérons que les mouvements qui intéressent la charge. Ils sont tous réalisés par vérins hydrauliques; cela suppose un groupe de production d'huile sous pression, une pompe à engrenages commandée par le moteur thermique ou par un moteur électrique.

1° Levage de la charge, donc de la fourche du chariot (fig. 10.53) :

La tête du piston de vérin entraîne avec elle deux pignons à chaînes dont les extrémités sont liées, d'une part au cylindre de vérin (point fixe), d'autre

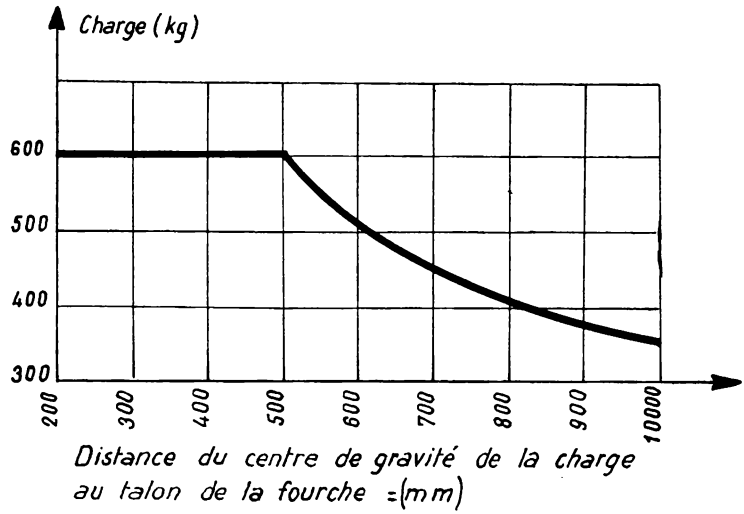


Fig. 10.52

part à la fourche. Un déplacement de 1 m de la tête du piston provoque donc une élévation de la fourche de 2 m.

La fourche est guidée par galets dans un cadre montant télescopique guidé lui-même par galets dans un cadre montant fixe.

2° Cet ensemble élévateur peut tourner à sa partie inférieure autour d'un axe horizontal; il peut ainsi être incliné vers l'arrière (12 degrés par rapport à la verticale) et vers l'avant (quelques degrés), d'où meilleure stabilité pendant le transport et facilité plus grande pour gerber la charge (fig. 10.54).

3° Dans certains cas la fourche peut se déplacer par rapport au cadre montant :

— latéralement de part et d'autre du plan vertical médian du chariot de ± 100 mm environ;
— suivant l'axe du chariot, en avant du plan du cadre montant : chariot à tablier porte-fourche rétractable de course 600 mm.

Ces mouvements accessoires facilitent le chargement et le déchargement précis de la charge.

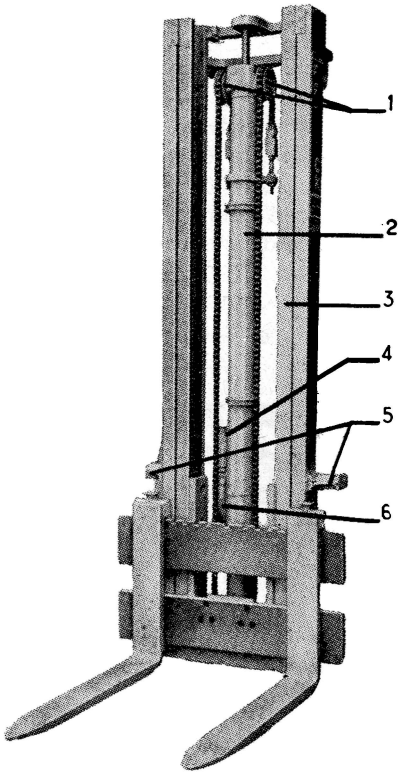


Fig. 10.53

1. Tête de piston de vérin et galets de renvoi.
2. Cylindre de vérin.
3. Montant télescopique.
4. Ralentisseur de descente.
5. Articulations des vérins d'inclinaison.
6. Canalisations hydrauliques flexibles.

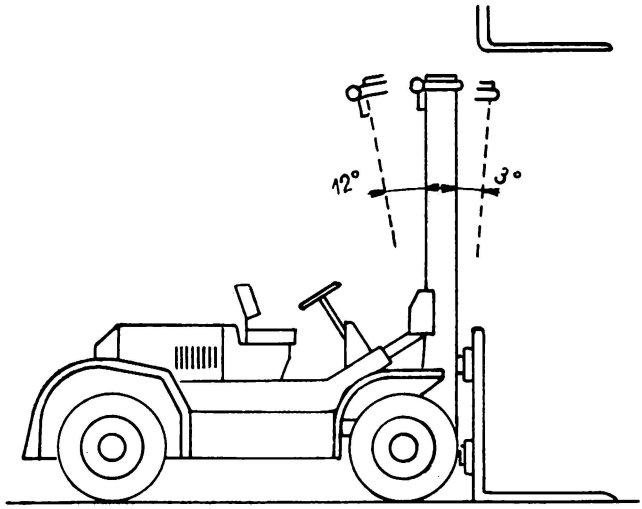


Fig. 10.54

10.12.3.1. Transmission moteur-roues.

Comme dans l'automobile la chaîne cinématique moteur-roues comprend l'embrayage, la boîte de vitesses, le différentiel.

La fréquence élevée des diverses manœuvres d'un chariot oblige le constructeur à dimensionner largement les éléments d'une telle chaîne, en particulier l'embrayage.

L'emploi d'un coupleur hydraulique associé à un embrayage mécanique permet de reporter sur le coupleur la majeure partie du glissement nécessaire pour obtenir un démarrage progressif du chariot.

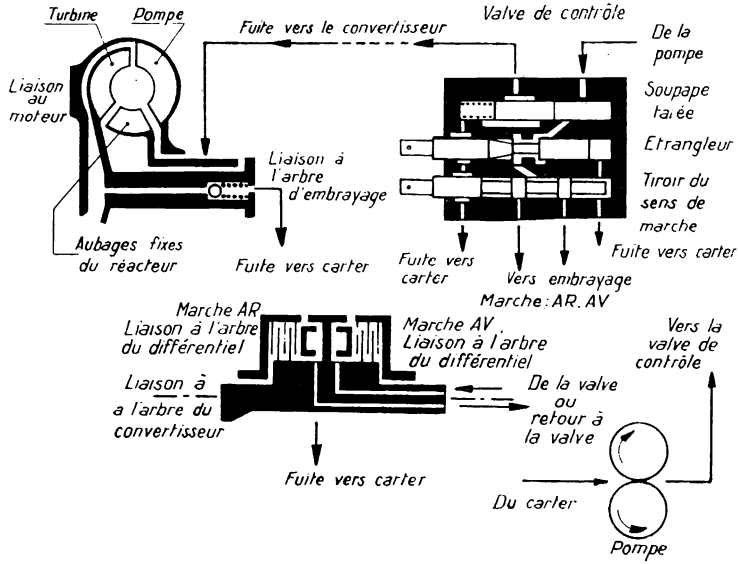


Fig. 10.55

Une solution hydraulique automatique, nouvelle par son adaptation aux chariots élévateurs, est basée sur l'emploi d'un convertisseur de couple et d'un embrayage à pression d'huile modulée par une valve de contrôle (fig. 10.55) dont les fonctions sont les suivantes.

1° Limiter la pression d'huile par soupape tarée. Noter que le débit de fuite de cet organe est utilisé, d'une part à alimenter, et de ce fait à refroidir, le convertisseur, d'autre part à lubrifier paliers et disques d'embrayage.

2° Assurer par tiroir la commande de l'embrayage double, donc le sens de marche avant ou arrière du chariot.

3° Modifier par la manœuvre d'un étrangleur débit et pression d'huile admise par le tiroir précédent à l'embrayage. Le conducteur peut ainsi obtenir le déplacement très lent du chariot, soit au démarrage, soit dans les opérations délicates de chargement ou de gerbage.

Considérons par exemple le démarrage du chariot. En agissant sur la pédale d'accélération le conducteur fait tourner le moteur à un régime élevé, mais à l'action progressive du convertisseur s'ajoute l'action progressive de l'embrayage, réglée par la pression d'huile, donc par un glissement plus ou moins grand des disques de frottement.

Dans les chariots lourds une boîte mécanique à deux vitesses est associée à l'ensemble précédent.

Imp. Bayeusaine, 8, rue Royale, 14-Bayeux. 7568 — Dépôt légal : 6 812 - 4e trimestre 1970
Imprimé en France

PROBLÈMES DE MÉCANIQUE

Instituts universitaires de technologie
Préparation au brevet de technicien supérieur,
aux grandes écoles et écoles d'ingénieurs

PAR A. GIET

400 pages 16 x 25, avec 335 figures. *2e édition.* 1968. Cartonné ..... **30,00 F**

MATÉRIAUX DE CONSTRUCTION MÉCANIQUE ET ÉLECTRIQUE

Désignations, classifications, caractéristiques, emplois

PAR

G. LEMASSON **L. BLAIN**

80 pages 19 x 27. *4e édition.* 1969. Broché ..... **8,70 F**

RÉSISTANCE DES MATÉRIAUX

Lycées techniques, instituts universitaires de technologie
Préparation aux baccalauréats de techniciens,
aux brevets de techniciens supérieurs
et aux diplômes universitaires d'études scientifiques

PAR

A. GIET **L. GÉMINARD**

TOME I. — 372 pages 16 x 25, avec 291 figures. *5e édition.* 1968.
Cartonné ..... **18,30 F**

TOME II. — 416 pages 16 x 25, avec 291 figures. *5e édition.* 1969.
Cartonné ..... **24,00 F**

MÉCANIQUE

Classes terminales F1, F2, F3, F4 (BTn) des lycées techniques
Préparation aux baccalauréats de techniciens industriels

PAR

C. LEMASSON **J. GAL**

TOME I. —*Dynamique. Mécanique des fluides. Thermodynamique.*
304 pages 18 x 22, avec 213 figures. 1969. Cartonné ..... **21,00 F**

TOME II. — *Résistance des matériaux.* 324 pages 18 x 22, avec 298 figures.
1969. Cartonné ..... **23,00 F**

DUNOD ÉDITEUR, 92, RUE BONAPARTE - PARIS-6e - 326-99-15